This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.
+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.
+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.
+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

A propos de ce livre

Ceci est une copie numérique d'un ouvrage conservé depuis des générations dans les rayonnages d'une bibliothèque avant d'être numérisé avec précaution par Google dans le cadre d'un projet visant à permettre aux internautes de découvrir l'ensemble du patrimoine littéraire mondial en ligne.

Ce livre étant relativement ancien, il n'est plus protégé par la loi sur les droits d'auteur et appartient à présent au domaine public. L'expression "appartenir au domaine public" signifie que le livre en question n'a jamais été soumis aux droits d'auteur ou que ses droits légaux sont arrivés à expiration. Les conditions requises pour qu'un livre tombe dans le domaine public peuvent varier d'un pays à l'autre. Les livres libres de droit sont autant de liens avec le passé. Ils sont les témoins de la richesse de notre histoire, de notre patrimoine culturel et de la connaissance humaine et sont trop souvent difficilement accessibles au public.

Les notes de bas de page et autres annotations en marge du texte présentes dans le volume original sont reprises dans ce fichier, comme un souvenir du long chemin parcouru par l'ouvrage depuis la maison d'édition en passant par la bibliothèque pour finalement se retrouver entre vos mains.

Consignes d'utilisation

Google est fier de travailler en partenariat avec des bibliothèques à la numérisation des ouvrages appartenant au domaine public et de les rendre ainsi accessibles à tous. Ces livres sont en effet la propriété de tous et de toutes et nous sommes tout simplement les gardiens de ce patrimoine. Il s'agit toutefois d'un projet coûteux. Par conséquent et en vue de poursuivre la diffusion de ces ressources inépuisables, nous avons pris les dispositions nécessaires afin de prévenir les éventuels abus auxquels pourraient se livrer des sites marchands tiers, notamment en instaurant des contraintes techniques relatives aux requêtes automatisées.

Nous vous demandons également de:

+ *Ne pas utiliser les fichiers à des fins commerciales* Nous avons conçu le programme Google Recherche de Livres à l'usage des particuliers. Nous vous demandons donc d'utiliser uniquement ces fichiers à des fins personnelles. Ils ne sauraient en effet être employés dans un quelconque but commercial.

+ *Ne pas procéder à des requêtes automatisées* N'envoyez aucune requête automatisée quelle qu'elle soit au système Google. Si vous effectuez des recherches concernant les logiciels de traduction, la reconnaissance optique de caractères ou tout autre domaine nécessitant de disposer d'importantes quantités de texte, n'hésitez pas à nous contacter. Nous encourageons pour la réalisation de ce type de travaux l'utilisation des ouvrages et documents appartenant au domaine public et serions heureux de vous être utile.

+ *Ne pas supprimer l'attribution* Le filigrane Google contenu dans chaque fichier est indispensable pour informer les internautes de notre projet et leur permettre d'accéder à davantage de documents par l'intermédiaire du Programme Google Recherche de Livres. Ne le supprimez en aucun cas.

+ *Rester dans la légalité* Quelle que soit l'utilisation que vous comptez faire des fichiers, n'oubliez pas qu'il est de votre responsabilité de veiller à respecter la loi. Si un ouvrage appartient au domaine public américain, n'en déduisez pas pour autant qu'il en va de même dans les autres pays. La durée légale des droits d'auteur d'un livre varie d'un pays à l'autre. Nous ne sommes donc pas en mesure de répertorier les ouvrages dont l'utilisation est autorisée et ceux dont elle ne l'est pas. Ne croyez pas que le simple fait d'afficher un livre sur Google Recherche de Livres signifie que celui-ci peut être utilisé de quelque façon que ce soit dans le monde entier. La condamnation à laquelle vous vous exposeriez en cas de violation des droits d'auteur peut être sévère.

À propos du service Google Recherche de Livres

En favorisant la recherche et l'accès à un nombre croissant de livres disponibles dans de nombreuses langues, dont le français, Google souhaite contribuer à promouvoir la diversité culturelle grâce à Google Recherche de Livres. En effet, le Programme Google Recherche de Livres permet aux internautes de découvrir le patrimoine littéraire mondial, tout en aidant les auteurs et les éditeurs à élargir leur public. Vous pouvez effectuer des recherches en ligne dans le texte intégral de cet ouvrage à l'adresse `http://books.google.com`

BULLETIN

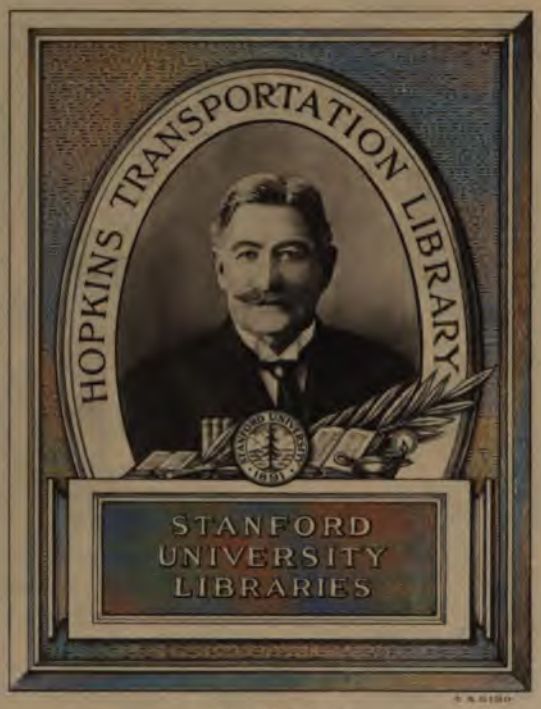
DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME

N° 14

SESSION DE 1903

YM2
A84



GIFT OF

DR. WILLIAM F. DURAND

BULLETIN

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME.

ΑΕΙ Ο ΘΕΟΣ ΓΕΩΜΕΤΡΕΙ

BULLETIN

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE

Erratum

au

« Bulletin de l'Association technique Maritime »
N° 14. - Session de 1903.

Page XLI. Ligne 5

au lieu de :

-------- en plaçant l'aile descendante dans le voisinage de la carène -------

lire :

------- en plaçant l'aile ascendante dans le voisinage de la carène -------

PARIS,

GAUTHIER-VILLARS, IMPRIMEUR-LIBRAIRE

DU BUREAU DES LONGITUDES, DE L'ÉCOLE POLYTECHNIQUE,

Quai des Grands-Augustins, 55.

1903

STANFORD LIBRARY

568132

STANFORD LIBRARY

BULLETIN

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME.

STATUTS

APPROUVÉS PAR L'ASSEMBLÉE GÉNÉRALE DU 1er DÉCEMBRE 1888,
MODIFIÉS PAR LES ASSEMBLÉES GÉNÉRALES DU 17 JANVIER 1895, DU 15 JUIN 1898
ET DU 29 MAI 1899.

But de l'institution.

ART. 1. — Il est créé à Paris une *Association technique maritime* ayant pour but de perfectionner la construction et l'armement des navires :

1° En rassemblant en commun les résultats de l'expérience acquise isolément par les constructeurs, mécaniciens, officiers de marine, armateurs, yachtsmen et autres, et qui, sans valeur lorsqu'ils restent isolés, peuvent aider au progrès des constructions, lorsqu'ils se trouveront condensés dans une publication spéciale;

2° En faisant connaître les résultats des travaux accomplis à l'étranger, et en constituant des archives renfermant tous les renseignements utiles aux industries maritimes;

3° En mettant à la disposition de l'initiative individuelle la force collective de l'institution pour étudier les inventions nouvelles, discuter les théories et problèmes techniques, et poursuivre les recherches expérimentales et autres, qui peuvent être de nature à faire progresser la science des constructions navales et les méthodes d'exploitation maritime.

Organisation.

ART. 2. — L'Association technique maritime se composera de *membres donateurs*, de *membres adhérents* et de *membres honoraires*.

Les membres donateurs et adhérents seront convoqués en assemblée générale chaque année, afin d'élire les membres du Bureau et le trésorier pour l'année suivante. Les membres du Bureau ainsi que le trésorier sont rééligibles.

§ 1. Tout candidat devra être âgé de 21 ans, au moins, et être présenté par deux membres au moins.

Les officiers des différents corps de la marine militaire seront admis sans avoir besoin de présentation.

Pourront être nommés *membres donateurs,* sur leur demande, les Sociétés ou Collectivités quelconques, admises par le Bureau, ainsi que toute personne remplissant les conditions nécessaires pour être admise comme membre adhérent. Les Sociétés ou Collectivités peuvent se faire représenter par un délégué aux assemblées générales.

§ 2. Le titre de *membre honoraire* pourra être donné aux personnes auxquelles l'Association désirera conférer une distinction honorifique.

§ 3. Auront droit au titre de *membre fondateur* les membres du Comité d'organisation et les premiers adhérents.

§ 4. L'admission provisoire des membres nouveaux sera prononcée par le Bureau.

L'admission sera rendue définitive par le vote de l'assemblée générale.

§ 5. Le Bureau peut prononcer pour motifs graves l'exclusion d'un membre, lequel est préalablement appelé à fournir des explications. La décision du Bureau peut être déférée par le membre intéressé à la plus prochaine assemblée générale.

Administration.

Art. 3. — L'Association sera administrée par son Bureau, composé d'un président, de six vice-présidents, d'un secrétaire général, d'un secrétaire, d'un secrétaire adjoint et d'un trésorier.

Le Bureau s'adjoindra un certain nombre de membres adhérents, pouvant s'élever à vingt, pour former un *Comité d'études,* qui examinera les communications adressées à l'Association, décidera s'il y a lieu de les publier dans le *Bulletin* ou de les lire à l'assemblée générale, prendra toutes les mesures propres à favoriser le développement de l'Association, la création d'archives aussi complètes que possible, etc.

§ 1. Ce Comité d'études se réunira sous la présidence du président ou de l'un des vice-présidents, chaque fois que le Bureau le jugera nécessaire.

§ 2. Les fonctions du secrétaire général consisteront à diriger la correspondance de l'Association, à tenir les procès-verbaux de toutes les séances, à s'occuper de la publication des Mémoires, à prendre soin de la bibliothèque et des collections de la Société, à diriger la préparation des comptes.

§ 3. Le secrétaire général sera assisté du secrétaire et du secrétaire adjoint. Ce dernier sera chargé spécialement de la bibliothèque et de l'impression du *Bulletin de l'Association.*

Assemblée générale.

Art. 4. — Une assemblée générale de l'Association aura lieu chaque année à Paris, au siège provisoire de la Société, rue de l'Arcade, 16.

§ 1. L'ordre du jour de l'assemblée générale sera fixé ainsi qu'il suit :

1° Lecture des rapports du Comité d'études et du trésorier;

2° Élection du Bureau pour l'année suivante;

3° Lecture et discussion des Mémoires approuvés par le Comité d'études;

4° Modification des statuts, s'il y a lieu.

Le nouveau Bureau entrera en fonction à partir de la clôture de l'assemblée générale.

Cotisations.

Art. 5. — § 1. Les membres donateurs payeront une cotisation unique de 1000fr; ils recevront le *Bulletin de l'Association*. Les membres adhérents payeront une cotisation annuelle de 30fr; ils recevront en échange le *Bulletin de l'Association*.

La cotisation annuelle pourra être remplacée par un payement unique de 400fr, qui donnera droit au titre de souscripteur perpétuel.

§ 2. A défaut de payement pendant deux années consécutives, le Bureau pourra proposer la radiation.

Le Bureau pourra accorder des dispenses de cotisation aux membres et associés qui se trouveront dans des conditions spéciales, ou accepter en payement des livres ou autres objets utiles à l'Association.

Les membres honoraires ne payeront pas de cotisation.

§ 3. Les cotisations sont dues à compter du 1er janvier de chaque année, quelle que soit l'époque de l'admission. La première année se comptera à partir du 1er janvier 1889.

Emploi des fonds.

Art. 6. — Les ressources provenant des cotisations et des dons faits à l'Association seront employées au payement des frais de toute sorte supportés par l'administration, à la publication du *Bulletin*, à la constitution d'une bibliothèque technique, etc.

Les sommes restant en caisse à la fin de chaque année seront placées par les soins du Bureau, et réservées pour faire face aux dépenses exceptionnelles que l'Association peut avoir à supporter.

Dispositions légales.

Art. 7. — Nul ne peut être élu membre du Bureau s'il n'est Français et s'il ne jouit pas de ses droits civils et politiques.

Art. 8. — Le président de la Société fera connaître en temps utile à l'autorité les changements qui viendront à se produire dans la composition du Bureau.

Il adressera chaque année à M. le Préfet de police un compte rendu sur la situation morale et financière de la Société.

Art. 9. — Les discussions politiques et religieuses sont formellement interdites dans les réunions.

Art. 10. — Les modifications statutaires qui seraient adoptées ne pourront être mises en vigueur sans l'approbation préalable de l'autorité.

Art. 11. — La dissolution de l'Association ne pourra être prononcée que par une assemblée générale, et à la majorité des deux tiers des membres présents.

Art. 12. — En cas de dissolution, les fonds restant en caisse, après toutes dépenses soldées, seront versés à une Société scientifique ou à une Société de bienfaisance, selon la décision prise à ce sujet par l'assemblée générale.

Nota. — Les brochures, livres, journaux, etc., doivent être adressés à M. le secrétaire général de l'Association technique maritime, 16, rue de l'Arcade, Paris, 8e.

Les cotisations non encore payées doivent être adressées à **M. Borja de Mozota**, trésorier, Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris, 2e.

FONDATION CANET.

Règlement

délibéré par le Bureau le 9 *mai, et accepté par M. Canet le* 11 *mai* 1901.

DISPOSITIONS FINANCIÈRES.

ART. 1. — Les arrérages de la Fondation Canet sont consacrés, conformément aux intentions du donateur, à des encouragements, tels que médailles, prix en espèces, bourses de voyage à l'étranger, etc., de nature à récompenser ou à provoquer des progrès dans l'art des Constructions navales (1).

ART. 2. — Les valeurs qui forment le capital de cette fondation sont, ainsi que ses arrérages, placées dans les caisses d'un établissement de crédit, et n'en peuvent sortir que sur la double signature du Président et du Trésorier.

ART. 3. — Il est tenu, dans les écritures de l'Association, un compte spécial du capital, des arrérages et intérêts des arrérages, de manière qu'il ne puisse y avoir confusion avec les ressources ordinaires de l'Association. Les arrérages dont il n'aura pas été fait emploi pendant un exercice seront reportés à l'exercice suivant, et au même compte.

ART. 4. — En cas de remboursement des valeurs constituant le capital, les sommes provenant de ce remboursement seront placées à nouveau, et les arrérages recevront la destination indiquée.

ART. 5. — Il ne peut être fait aucun prélèvement sur le capital.

En cas de dissolution de l'Association technique maritime, ce capital, ainsi que les arrérages non employés, seraient versés, conformément à l'article 12 des Statuts, et aux intentions du donateur, à la Société des Ingénieurs civils de France.

ART. 6. — Les encouragements ci-dessus visés seront attribués par le Bureau, sans périodicité fixe, quand il les jugera utiles, et sous la forme qu'il choisira, dans les limites où l'accumulation des arrérages le permettra. Toutefois le Bureau pourra décider, pour parfaire la somme nécessaire, que les ressources ordinaires de l'Association feront à la Fondation Canet une avance, laquelle sera remboursée sur les plus prochaines recettes de cette Fondation.

ART. 7. — Les décisions relatives à l'attribution des encouragements ci-dessus visés devront être prises par le Bureau, cinq membres au moins étant présents. Ils ne peuvent être attribués à aucun des membres du Bureau.

---

(1) Les mots *art des Constructions navales* doivent être entendus dans leur sens le plus large, et s'appliquent également aux progrès dans les machines, l'artillerie navale, etc.

DISPOSITIONS RELATIVES AUX BOURSES DE VOYAGE.

Art. 1. — Quand le Bureau de l'Association aura décidé que la situation de la Fondation Canet permet la création d'une bourse de voyage, dont il fixera l'importance, le Secrétaire général portera cette décision à la connaissance des membres de l'Association, et les invitera à faire connaître s'ils ont des candidats à proposer.

Art. 2. — Tout candidat à une bourse de voyage devra être présenté par un ou plusieurs membres de l'Association, déclarant qu'ils connaissent personnellement le candidat, et qu'ils sont d'avis qu'une bourse de voyage lui sera utile pour compléter son éducation technique.

Art. 3. — Le Bureau reste seul juge de l'opportunité d'allouer au candidat une bourse de voyage, et, s'il y a plusieurs candidats, du choix du titulaire.

Art. 4. — Le titulaire d'une bourse de voyage devra justifier de son séjour dans le pays qui lui sera indiqué pendant le temps prescrit, et devra adresser à l'Association, dans les trois mois qui suivront son retour, un Mémoire sur les observations qu'il aura pu recueillir, tant sur des questions de son choix, que sur des points spéciaux indiqués par l'Association. Ce Mémoire deviendra la propriété de l'Association, qui pourra l'insérer en tout ou partie dans son *Bulletin;* aucune partie ne pourra être publiée ailleurs sans son autorisation.

DISPOSITIONS ADOPTÉES POUR L'ÉLECTION DU BUREAU

LE 20 DÉCEMBRE 1899.

Pour l'élection annuelle, le Bureau arrête une liste de candidats, dont il donne connaissance aux membres en les convoquant à l'Assemblée générale.

La candidature de tout membre remplissant les conditions prévues à l'article 7 des Statuts peut être présentée; elle doit être appuyée de la signature de dix membres au moins et de l'acceptation du candidat, et parvenir au Président de l'Association avant le 31 mars.

Le Bureau peut, soit faire siennes les candidatures proposées, soit se borner à les faire connaître aux membres en les convoquant à l'Assemblée générale.

ANNÉE 1903.

MEMBRES DU BUREAU.

Président :	M. N...
Président d'honneur :	M. le Vice-Amiral THOMASSET.
Vice-présidents :	M. BERTIN, Directeur du Génie maritime. M. BIENAYMÉ, Inspecteur général du Génie maritime, en retraite. M. BORDES (ADOLPHE), Armateur. M. DAYMARD, Ingénieur en chef du Bureau Veritas. M. MENIER (HENRI), Ingénieur civil. M. NORMAND, Constructeur de navires au Havre.
Secrétaire général :	M. HAUSER, Ingénieur en chef de la Marine, en retraite.
Secrétaire :	M. TURGAN, Ingénieur civil des Constructions navales.
Trésorier :	M. BORJA DE MOZOTA, Administrateur du Bureau Veritas.

COMITÉ D'ÉTUDES.

MM. LES MEMBRES DU BUREAU,

et MM. CARIÉ, Ingénieur en chef des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
CHASSELOUP-LAUBAT (Marquis DE), Ingénieur civil.
DEGOUY, Capitaine de vaisseau.
DOYÈRE, Ingénieur en chef de la Marine.
GUYOU, Capitaine de frégate, Membre de l'Institut.
LECLERT, Ingénieur en chef de la Marine, en retraite.
MENIER (G.), Ingénieur civil.
NOËL, Ingénieur en chef de la Marine, en retraite.
PIAUD, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville.
POLLARD, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'École du Génie maritime.
RUEFF, Directeur des Messageries fluviales de Cochinchine.
WIDMANN, Directeur général des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

LISTE DES MEMBRES DONATEURS.

Société Anonyme des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 1, rue Vignon, Paris, 8e.

Compagnie Générale Transatlantique, 6, rue Auber, Paris, 9e.

MM. Schneider et Cie, 42, rue d'Anjou, Paris, 8e.

MM. Delaunay-Belleville et Cie, Chantiers de l'Hermitage, Saint-Denis (Seine).

Société Anonyme des Ateliers et Chantiers de la Loire, 11 *bis*, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

Société Anonyme des Chantiers et Ateliers de la Gironde, 62, rue de Provence, Paris, 9e.

Société Anonyme des Aciéries et Forges de Firminy, Firminy (Loire).

MM. Gio. Ansaldo et Cie, Gênes.

S. A. le Prince Roland Bonaparte, 10, avenue d'Iéna, Paris, 16e.

Compagnie des Forges et Aciéries de la Marine et des Chemins de fer, Saint-Chamond (Loire).

M. Menier (Henri), Ingénieur civil, 8, rue Alfred-de-Vigny, Paris, 8e.

LISTE DES MEMBRES HONORAIRES.

MM. Thomasset, Vice-Amiral en retraite, 2, avenue Trudaine, Paris, 9e.

White (Sir William), K.C.B., L.L.D., Sc.D., F.R.S., 39, Cedarcroft, Putney Heath, Londres, S.W.

LISTE DES MEMBRES ADHÉRENTS.

MM.

ABRAHAM (A.), Ingénieur de la Marine de réserve, 129, rue du Ranelagh, Paris, 16e.

AFANASSIEF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, Forges et Chantiers de la Méditerranée, la Seyne (Var).

AFONASSIEF, Sous-Inspecteur général mécanicien de la Marine Impériale Russe, Saint-Pétersbourg.

ALEXANDREANU, Ingénieur en chef de la Marine Roumaine, Directeur de l'Arsenal, rue Michel-le-Brave, Galatz (Roumanie).

ALLEST (D'), Administrateur délégué des Chantiers et Ateliers de Provence, 40, chemin de la Madrague, Marseille.

ARBEL (Pierre), Administrateur délégué des Forges de Douai, 4, rue du Luxembourg, Paris, 6e.

AUROUS, Directeur du Génie maritime en retraite, 42, rue Vignon, Paris, 9e.

AUROUS, Ingénieur en chef de la Marine, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

BACLÉ, Ingénieur civil, 57, rue de Châteaudun, Paris, 9e.

BACOT, Ancien Ingénieur de la Marine, 27, quai d'Orsay, Paris, 7e.

BAFFERT, Ingénieur de la Marine, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

BAL (ED.), Administrateur délégué du Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris, 2e.

BANKSON, Ingénieur de la Marine des États-Unis, Navy Yard, Pensacola (Floride), États-Unis.

BARGUILLET, Mécanicien Inspecteur-général, 74, boulevard Richard-Lenoir, Paris, 11e.

BARON, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur des Chantiers et Ateliers de la Gironde, 50, rue du Tondu, Bordeaux.

BASSETTI, Ingénieur civil des Constructions navales, 110, boulevard Magenta, Paris, 10e.

BEARD DU DÉZERT, Enseigne de vaisseau, attaché à la Défense mobile, Ajaccio.

BEAUSIRE, Ingénieur de la Marine, Toulon.

BERLHE DE BERLHE, Ingénieur du Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris, 2e.

BERLHE DE BERLHE (C.), Ingénieur principal de la Marine, Guérigny (Nièvre).

BERNARD (R.), Président de la Société Nantaise de Navigation à vapeur, 31, rue Le-Pelletier, Paris, 9e.

BERNARD (G.), Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 33, rue Jules-Lecesne, le Havre.

BERNARDI, Directeur technique du Chantier naval Odero, Gênes.

BERNHEIM, Ingénieur en chef de la Marine, 21, avenue Mac-Mahon, Paris, 17e.

BERRIER-FONTAINE, Directeur du Génie maritime, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

BERTIN, Directeur du Génie maritime, Chef de la Section technique, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

BERTRAND, Chef du service administratif du Bureau Veritas, 15, rue Jouffroy, Paris-17e.

BESSON, Ingénieur en chef de la Marine, Toulon.

BIENAYMÉ, Inspecteur général du Génie maritime en retraite, 14, rue Revel, Toulon.

MM.

Blom, Ingénieur civil des Constructions navales, Horten (Norvège).

Boissevain, Inspecteur du Bureau Veritas, 19, rue de la Darse, Marseille.

Boklevsky, Ingénieur en chef des Constructions navales de la Marine Impériale Russe, Nouvelle Amirauté, Saint-Pétersbourg.

Bonnardel (I.), Administrateur de la Compagnie de Navigation du Rhône, 44, avenue des Champs-Élysées, Paris, 8e.

Bonnet (A.), Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 20, rue Bernardin-de-Saint-Pierre, le Havre.

Bordes (Adolphe), Armateur, 11, boulevard Malesherbes, Paris, 8e.

Borja de Mozota, Administrateur du Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris, 2e.

Boulvin, Ingénieur principal de la Marine Belge, Professeur à l'Université, 18, boulevard du Fort, Gand (Belgique).

Boyer, Lieutenant de vaisseau en retraite, Agent principal de la Compagnie générale transatlantique, Le Havre.

Brace, Ingénieur-Constructeur, 25, Water street, Liverpool.

Bretel, Officier de Marine en retraite, Inspecteur technique de la Compagnie d'Assurances maritimes La Foncière et du Comptoir d'Escompte, 12, place de la Bourse, Paris, 2e.

Bretteville (Marquis **Le Normand de**), 15, rue de Conflans, Poissy (Seine-et-Oise).

Bricard (H.), Directeur de l'exploitation des Forges et Chantiers de la Méditerranée, le Havre.

Brillié, Ingénieur de la Marine, Ingénieur des Chantiers et Ateliers de Saint-Nazaire (Penhoët), boulevard de l'Océan, Saint-Nazaire.

Brix, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, en retraite, Directeur technique des Ateliers mécaniques de la Société Franco-Russe, Prjashka, Saint-Pétersbourg.

Brocard, Ingénieur en chef de la Marine, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

Brosser, Ingénieur en chef de la Marine, Ingénieur principal des Constructions mécaniques de MM. Schneider et Cie, le Creusot.

Bruneau, Ingénieur de la Marine, Ingénieur aux Chantiers et Ateliers de Saint-Nazaire (Penhoët), Saint-Nazaire.

Busley, Professeur et Conseiller intime de Régence, 2. Kronprinz ufer, Berlin, N. W.

Cabart-Danneville, Sénateur de la Manche, 143, boulevard Saint-Michel, Paris, 5e.

Cabrol (Ph. **de**), Administrateur délégué de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, 11 *bis*, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

Cadiat, Ancien Ingénieur de la Marine, 20, place d'Armes, Toulon.

Caillard, Ancien Juge au Tribunal de Commerce, 21, rue de Prony, le Havre.

Cal (Antonio). Lieutenant de vaisseau de la Marine Espagnole, Professeur à l'École navale, Le Ferrol (Espagne).

Cal (Eugenio), Lieutenant de vaisseau de la Marine Espagnole, Le Ferrol (Espagne).

Canet, Directeur du service de l'artillerie de MM. Schneider et Cie, Ancien Président de la Société des Ingénieurs civils de France (S. P.), 37, avenue Henri-Martin, Paris, 16e.

Carié, Ingénieur en chef de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 1, rue Vignon, Paris, 8e.

Castelnau, Ingénieur principal de la Marine, 248, rue de Rivoli, Paris, 1er.

Chace (Mason Smith), Directeur des Travaux, Crescent Shipyard, Elisabeth (N.-J.), États-Unis.

MM.

CHAIGNEAU (H.), Ingénieur, 4, rue Mirabeau, Paris, 16e.

CHALIGNY, Ingénieur-Constructeur, 54, rue Philippe-de-Girard, Paris, 18e.

CHAPMAN, Ingénieur civil, 10, rue Laffitte, Paris, 9e.

CHARDONNET (Comte DE), Ancien Élève de l'École Polytechnique, 4, rue Cambon, Paris, 1er.

CHARLES-ROUX, Ancien Député, Président de la Société des Chantiers et Ateliers de Provence, 9, rue Christophe-Colomb, Paris, 8e.

CHASSELOUP-LAUBAT (Marquis DE), Ingénieur civil (S. P.), 51, avenue Montaigne, Paris, 8e.

CHAUDOYE, Directeur général de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, 11 *bis*, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

CHEVREUX, Ingénieur civil, 11, rue Chevalier, Levallois-Perret (Seine).

CHORON, Ingénieur en chef de la Marine, Brest.

CLAPARÈDE (Cl.), Ingénieur-Constructeur, Argenteuil.

CLAPARÈDE (Fr.), Ingénieur-Constructeur, Argenteuil.

CLAUZEL, Directeur du Génie maritime, Indret (Loire-Inférieure).

CLEEF (J.-E. VAN), Ingénieur de la Marine Néerlandaise, Département de la Marine, Sœrabaya, Indes Orientales Néerlandaises.

CLERMONT (DE), Administrateur de la Compagnie des Chargeurs Réunis, 11, rue Barbette, Paris, 3e.

COLINET, Ingénieur civil des Constructions navales, Ingénieur des Chantiers et Ateliers de la Gironde, 5, rue Michel-Montaigne, Bordeaux.

COMERMA Y BATALLA, Général du Génie maritime Espagnol, le Ferrol (Espagne).

COMPÈRE, Ingénieur-Directeur de l'Association Parisienne des propriétaires d'appareils à vapeur, 66, rue de Rome, Paris, 8e.

COP, Ingénieur de la Marine Néerlandaise, 29, Orange plantage, Delft (Hollande).

COURVILLE (DE), Ingénieur en chef de la Marine, Professeur à l'École supérieure de Marine, 41, rue du Cherche-Midi, Paris, 6e.

COVILLE, Ingénieur en chef des Chantiers de Graville, 7, rue Saint-Michel, le Havre.

CRETS, Ingénieur en chef, Directeur du chantier Cockerill, Hoboken (Belgique).

CROLL (D.), Directeur des Chantiers de Fijenoord, 70, Boompjes, Rotterdam.

CRONEAU, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'Arsenal de Lisbonne.

CROUAN, Armateur, Nantes.

DANIS, Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique, 97, rue de Rennes, Paris, 6e.

DAYMARD, Ingénieur en chef du Bureau Veritas, 47, rue de Courcelles, Paris, 8e.

DEGOIX, Assureur maritime, 33, rue Vivienne, Paris, 2e.

DEGOUY, Capitaine de vaisseau, 49, boulevard Latour-Maubourg, Paris, 7e.

DELAITRE, Ingénieur de la Marine en retraite, Ingénieur de la Compagnie des Chemins de fer de l'Ouest, 21, rue d'Amsterdam, Paris, 8e.

DELAUNAY-BELLEVILLE, Ingénieur-Constructeur, Directeur de l'exploitation de l'Exposition Universelle de 1900, 17, boulevard Richard-Wallace, Neuilly-sur-Seine.

DELAUNAY-BELLEVILLE (Robert), Ingénieur des Arts et Manufactures, 17, boulevard Richard-Wallace, Neuilly-sur-Seine.

DELZONS, Représentant à Paris de la Maatschappij de Maas, de Rotterdam, 1, rue Scribe, Paris, 9e.

DEMONGEOT, Ingénieur de la Maison Grille et Cie, 122, avenue Victor-Hugo, Paris, 16e.

DENNY (Archd), Constructeur, Leven Shipyard, Dumbarton (Angleterre).

MM.

DEZEUSTRE, Assureur maritime, 14, rue Wissocq, Boulogne-sur-Mer.

DIBOS, Ingénieur de la Compagnie d'Assurances maritimes la Foncière, 12, place de la Bourse, Paris, 2e.

DIOU, Attaché à la Compagnie Générale Transatlantique, 6, rue Auber, Paris, 9e.

DOLGOROUKOW, Ingénieur de première classe de la Marine Impériale Russe, Ministère de la Marine, Saint-Pétersbourg.

DORÉMIEUX fils, Maître de forges, Fabricant de chaînes, Saint-Amand (Nord).

DOYÈRE, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'Arsenal de Fou-Tcheou (Chine).

DREYFUS (J.), Ingénieur, 189, quai Valmy, Paris, 10e.

DREYFUS (M.), Administrateur délégué de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, 11 *bis*, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

DRZEWIECKI (Stéphane), Ingénieur, 23, rue des Bauches, Paris, 16e.

DUBAR, Ingénieur, Petit Fort-Philippe, par Gravelines (Nord).

DUBOUL, Ingénieur, Fabricant de cordages, 7, rue Suffren, Marseille.

DUCHESNE, Ingénieur, 23, avenue des Courses, le Vésinet (Seine-et-Oise).

DUDEBOUT, Sous-Directeur de la Direction centrale des Constructions navales au Ministère de la Marine, Paris, 8e.

DUFLOU, Ingénieur, Ile des Apothicaires, Saint-Pétersbourg.

DUGÉ DE BERNONVILLE, Ingénieur de la Marine, Ingénieur en chef des Ateliers Niclausse, 1, rue Eugène-Flachat, Paris, 17e.

DULNIAU, Ingénieur, Chef d'études des Machines marines chez MM. Schneider et Cie, 1, rue Sainte-Barbe, le Creusot.

DUMINY, Ingénieur en chef de la Compagnie des Chargeurs Réunis, 23, rue de Nanterre, Asnières.

DUNN (W.-J.), Ancien Chief Constructor de l'Amirauté Anglaise, Vice-Président de l'Institution of Naval Architects, Directeur de Vickers Sons et Maxim, 28, Victoria street, Londres, S. W.

DUPRÉ, Directeur du Génie maritime, Guérigny (Nièvre).

DURAND (W.-F.), Professeur de machines marines, Cornell University, Ithaca (N. Y.), États-Unis.

DURAND-VIEL, Enseigne de vaisseau, 3, rue du Havre, Sainte-Adresse, Le Havre.

DUTHIL, Directeur général de la Société de Jonction, 92, boulevard Richard-Lenoir, Paris, 11e.

ELGAR (Francis), Vice-Président de l'Institution of Naval Architects, 34, Leadenhall street, Londres, E.C.

EMANAUD, Ingénieur de la Société du générateur Pluto, 99, rue Monge, Paris, 5e.

ESTIER (Henri), Armateur, 385, rue Paradis, Marseille.

EVERS, Ingénieur civil, 3, rue Fontenelle, le Havre.

EYNAUD, Inspecteur général du Génie maritime, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

FAIRBURN, Ingénieur des Constructions navales, Eastern Shipbuilding Co, New-London (Conn.), États-Unis.

FARAMOND DE LAFAJOLE (DE), Ingénieur-conseil mécanicien, 54, avenue de Breteuil, Paris, 7e.

FARAMOND DE LAFAJOLE (DE), Lieutenant de vaisseau, Attaché naval à l'Ambassade de France, Washington.

FAUTREL (G.), Armateur, 14, rue d'Enghien, Paris, 10e.

MM.

FERRAND, Ingénieur en chef de la Marine, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

FERRANTI (S.-Z. de), Ingénieur électricien et mécanicien, 31, Lyndhurst Road, Hampstead, Londres.

FLEURET, Ingénieur civil, 41, avenue Wagram, Paris, 17e.

FLICHE, Ingénieur en chef de la Marine en retraite, attaché à la direction de MM. Schneider et Cie, 42, rue d'Anjou, Paris, 8e.

FOREST, Ingénieur-Constructeur, 20 *bis*, rue Bourgelet, Alfort (Seine).

FOUCHÉ, Ingénieur-Constructeur, Prairie-au-Duc, Nantes.

FOWNES, Maître de Forges, 53, Quayside, Newcastle.

FOX (Samson), Managing Director Leeds Forge Co, Grove House, Harrogate, Yorks, Leeds.

FOY (H.), Ingénieur civil des Constructions navales, 85, faubourg Saint-Honoré, Paris, 8e.

FROMONOT, Ingénieur de la Marine, Directeur des Chantiers et Ateliers de Normandie, Grand-Quevilly (Seine-Inférieure).

GARCIA DE ANGULO, Général du Génie maritime Espagnol, Salesas, 10, Madrid.

GARELLI (Fabio), Ingénieur des Chantiers de Sestri-Ponente, via Venti Settenbre, Sestri-Ponente (Italie).

GARNIER, Directeur du Génie maritime, Toulon.

GAUTHIER-VILLARS (Albert), Ancien Élève de l'École Polytechnique, Imprimeur-Éditeur, 55, quai des Grands-Augustins, Paris, 6e.

GAVRILOFF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, Forges et Chantiers de la Méditerranée, La Seyne (Var).

GEFFRIN, Inspecteur du Bureau Veritas, 24, rue des Vieux-Quartiers, Dunkerque.

GELDER (W.-H.-M. DE), Ingénieur en chef des Chantiers Smit et Zoon, à Kinderdijk (Hollande).

GELDER (DE), Directeur de la Rotterdamsche Droogdok Maatschappij, Rotterdam.

GENY (M.), Directeur général des Usines de MM. Schneider et Cie, 42, rue d'Anjou, Paris, 8e.

GERLING, Directeur commercial du Chantier naval Anversois, Anvers (Belgique).

GIACOMMUZZI (Virgilio), Ingénieur des Chantiers Odero, Sestri-Ponente (Italie).

GODARD, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de la Société des Générateurs Belleville, 15, rue d'Édimbourg, Paris, 8e.

GODET, Directeur de la Corderie de la Seine, le Havre.

GODINET (A.), Ingénieur civil, 18, quai Tilsitt, Lyon.

GOVARE, Avocat à la Cour d'Appel, Docteur en droit, 3, rue de Stockholm, Paris, 8e.

GOULAÏEFF, Ingénieur de 1re classe des Constructions navales de la Marine Impériale Russe, Peterbourgskaïa Storona, Bolchoy Prospect, no 7, Q. 8, Saint-Pétersbourg.

GRAVELL, Représentant du Bureau Veritas, 155, Fenchurch street, Londres.

GREINER, Directeur général de la Société John Cockerill, Seraing (Belgique).

GRILLE, Ingénieur civil, 67, rue de la Victoire, Paris, 9e.

GROLOUS, Ingénieur à la Compagnie Générale Transatlantique, 6, rue Auber, Paris, 9e.

GUÉRIN DE LITEAU, Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique, 6, rue Auber, Paris, 9e.

GUGLIELMINO (Pietro), Ingénieur du Bureau Veritas, Salita piano di Rocca, 8, Gênes.

GUICHARD, Directeur des Ateliers et Chantiers de la Loire, Saint-Nazaire.

GUILLAUME (E.), Ingénieur en chef de la Marine, Directeur général de la Société des Chantiers et Ateliers de Saint-Nazaire (Penhoët), 99, rue Miromesnil, Paris, 8e.

MM.

Guilloux, Ancien Ingénieur de la Marine, 83, rue Demours, Paris, 17e.

Guyou, Capitaine de frégate, Membre de l'Institut, 13, rue de l'Université, Paris, 7e.

Harada, Ingénieur à l'Arsenal de Kuri (Japon).

Hart (G.), Ingénieur du Chemin de fer du Nord, 152, boulevard Magenta, Paris, 10e.

Hatt, Ingénieur hydrographe en chef, en retraite, Membre de l'Institut, 31, rue Madame, Paris, 6e.

Hauser, Ingénieur en chef de la Marine en retraite, Directeur général de la Compagnie des Tréfileries du Havre, 4, rue Meissonier, Paris, 17e.

Heurtel (F.), Capitaine de frégate de réserve, 91, avenue Kléber, Paris, 16e.

Hochgesand (J.), Directeur des établissements Henry, 117, boulevard de la Villette, Paris, 10e.

Houët, Capitaine au long cours, 18, rue de l'Arcade, Paris, 8e.

Houette, Capitaine de vaisseau, 121, boulevard Haussmann, Paris, 8e.

Hozier (H.-M.), Colonel, C. B., Secrétaire du Lloyd's Register, Royal Exchange, Londres, E. C.

Hubac, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, 7, rue du Jambon, Saint-Denis (Seine).

Hugot, Membre de la Chambre de Commerce, 4, rue de la Renaissance, Paris, 8e.

Huin, Directeur du Génie maritime en retraite, Directeur général de la Société des Chantiers et Ateliers de la Gironde, 94, rue de Rennes, Paris, 6e.

Huré (P.), Ingénieur-Constructeur, 218, rue Lafayette, Paris, 10e.

Imbert, Ingénieur civil, 19, rue des Minimes, Marseille.

Isakson, Inspecteur du Lloyd's Register, 46, Skeppsbron, Stockholm.

Janet, Ancien Ingénieur de la Marine, 29, rue des Volontaires, Paris, 15e.

Jansen, Capitaine de vaisseau, Ingénieur civil, 27, rue de la Station, Maëstricht (Hollande).

Jaques, Membre du Conseil de la Société Américaine des Naval Architects, Little Boar's Head, New Hampshire (États-Unis).

Jouët-Pastré, Président du Conseil d'administration des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 1, rue Vignon, Paris, 8e.

Jullien (Marius), 35, boulevard de la Major, Marseille (Bouches-du-Rhône).

Kauffer, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 40, avenue Hoche, La Seyne (Var).

Kirkaldy, 101, Leadenhall Street, Londres E. C.

Kraft (fils), Ingénieur des Chantiers Cockerill, Seraing (Belgique).

Kriloff (A.), Professeur à l'Académie navale de Saint-Pétersbourg, Lieutenant de vaisseau de la Marine Impériale Russe, Zwierinskaïa, n° 6/8, Saint-Pétersbourg.

Lagane, Administrateur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, La Seyne (Var).

Lambert, Ingénieur civil, 73, route de la Hève, Sainte-Adresse, le Havre.

Lambert (Comte de), 24, avenue Raphaël, Paris, 16e.

Lannes, Directeur des Chantiers et Ateliers de Saint-Nazaire (Penhoët), Saint-Nazaire.

Lanza, Ingénieur expert du Bureau Veritas, Livourne, Italie.

Laponche, Ingénieur, Maison Biétrix, Leflaive et Cie, Saint-Étienne.

Laubeuf, Ingénieur en chef de la Marine, Toulon.

Laveissière (Louis), Industriel, 20, rue de l'Arcade, Paris, 8e.

Le Blanc, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, le Havre.

Le Cœur, Ingénieur des Arts et Manufactures, 141, rue Broca, Paris, 13e.

MM.

LECLERT, Ingénieur en chef de la Marine en retraite, 42, avenue Wagram, Paris, 8e.

LECOINTE, Ingénieur en chef de la Marine Belge, en congé, 102, rue de Stassart, Bruxelles.

LEDIEU, Ingénieur civil des Constructions navales, 98, rue de Rennes, Paris, 6e.

LEDOUX, Ingénieur en chef au corps des Mines, 250, boulevard Saint-Germain, Paris, 7e.

LEFLAIVE, Ancien Ingénieur de la Marine, La Chaléassière, Saint-Étienne.

LE GO, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, La Seyne (Var).

LEGRU, Ingénieur civil, 4, rue Murillo, Paris, 8e.

LELONG (R.), Ingénieur principal de la Marine, 20, rue de Tournon, Paris, 6e.

LE MARCHAND, Ingénieur-Constructeur, Petit-Quevilly, Rouen.

LE SAUVAGE, Directeur des Anciens Établissements Satre, 50, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

LESPÈS (A.), Directeur des Chantiers et Ateliers de Bacalan, Bordeaux.

LESSNIKOFF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, Forges et chantiers de la Méditerranée, La Seyne (Var).

LE VALLOIS, Ingénieur civil, Luxeuil (Haute-Saône).

LEVERD, Courtier juré d'assurances, 11, place de la Bourse, Paris, 2e.

LIKHATCHOF, Vice-Amiral de la Marine Impériale Russe, 4, rue Logelbach, Paris, 17e.

LODER, Directeur du Matériel de la Marine Néerlandaise, Laen van Meerdervort, La Haye.

LOIR, Lieutenant de vaisseau en retraite, 50, avenue Wagram, Paris, 17e.

LUTSCHAUNIG, Professeur de Construction navale en retraite, 7, riva dei Pescatori, Trieste.

MADAMET, Directeur de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, Marseille.

MALLARMÉ, Vice-Amiral, Directeur de l'École supérieure de Marine, 13, rue de l'Université, Paris, 7e.

MARBEC, Ingénieur principal de la Marine, Toulon.

MASSALSKI, Ingénieur maritime, 9, boulevard Malesherbes, Paris, 8e.

MATSUOKA, Ingénieur civil des Constructions navales, Chantier de Constructions navales, Kawasaki (Japon).

MAUGAS, Ingénieur en chef de la Marine, Sous-Directeur de l'École du Génie maritime, 140, boulevard Montparnasse, Paris, 14e.

MAUPEOU D'ABLEIGES (DE), Directeur du Génie maritime, Lorient.

MAW, Ingénieur, Directeur de l'Engineering, 35 et 36, Bedford street, Strand, Londres.

MAYER (Alphonse), Armateur, 7, avenue Friedland, Paris, 8e.

MEERTEN (H. VAN), Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, en retraite, Buitonzerg, Java, Indes orientales Néerlandaises.

MELI, Ingénieur naval et mécanicien, Représentant de la Société des Générateurs Belleville, 22, via Principe Umberto, Milan.

MENIER (Gaston), Ingénieur civil, 56, rue de Châteaudun, Paris, 9e.

MENIER (Georges), 61, rue de Moncoau, Paris, 8e.

MERVEILLEUX DU VIGNAUX, Ingénieur, 7, rue Las Cases, Paris, 7e.

MESSMER, Ingénieur, 12, rue Fontaine, Paris, 9e.

MÉTAYER, Ingénieur des Arts et Manufactures, Professeur de Métallurgie à l'École Centrale, 2, rue Rembrandt, Paris, 8e.

MICHELI (P.), Inspecteur du Bureau Veritas, 1, via Sottoripa, piano nobile, Gênes.

MILLAR (Sir W. Armstrong, Mitchell et Cie), Newcastle.

MINEL, Ingénieur de la Marine, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

MOLINAS, Expert-Mécanicien du Bureau Veritas, 6, Merced, Barcelone.

MM.

MOLLER, Ingénieur, Expert du Lloyd Germanique, 102, Bath Street, Glascow.

S. A. S. Monseigneur le Prince DE MONACO, Monaco.

MONTUPET, Ingénieur-Constructeur, 19 à 25, rue de la Voûte, Paris, 12e.

MORGAN (W.-G.), Directeur technique du Chantier naval Anversois, Anvers (Belgique).

MORITZ, Ancien Ingénieur de la Marine (S. P.), Ourscamps (Oise).

MÖRNER (Comte H.-A.), Directeur de la Marine Royale Suédoise, Carlskrona (Suède).

MORNET (Ch.), Lieutenant de vaisseau, Rochefort.

NEGULICI, Ingénieur civil des Constructions navales, Chantiers et Ateliers de Turn-Severin (Roumanie).

NERVO (Léon DE), Ingénieur des Arts et Manufactures, 73, rue de Courcelles, Paris, 8e.

NICLAUSSE (A.), de la Société J. et A. Niclausse, Société des générateurs inexplosibles, 24, rue des Ardennes, Paris, 19e.

NICLAUSSE (J.), de la Société J. et A. Niclausse, Société des Générateurs inexplosibles, 24, rue des Ardennes, Paris, 19e.

NIELSEN, Directeur général des Chantiers et Ateliers Burmeister et Wain, Copenhague.

NOËL (Charles), Ingénieur en chef de la Marine, en retraite, 18, avenue de l'Opéra, Paris, 1er.

NORMAND (J.-A.), Ingénieur-Constructeur, 67, rue du Perrey, le Havre.

NORMAND fils, Ingénieur, 67, rue du Perrey, Le Havre.

ODAGIRI, Ingénieur-Lieutenant de la Marine Japonaise, Amirauté, Tokio.

PAINVIN, Ingénieur des Ateliers et Chantiers de la Loire, 17, rue Royale, Nantes.

PARSONS, Directeur de la Manganese Bronze and Brass Company, 49 à 51, Saint-George House, 8, Eastcheap, Londres, E. C.

PATRY, Ingénieur du Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris, 2e.

PEREIRA DE MATTOS, Lieutenant de vaisseau de la Marine Portugaise, Praça Luis de Camoëns, Lisbonne.

PERRÉGAUX, Ingénieur civil, 32, rue du Boccage, Nantes.

PETITHOMME, Ingénieur de la Marine, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

PETROFF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, 60, Thornton avenue, Streatham hill, Londres, S.W.

PIAUD, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, 8, boulevard de la République, Chatou (Seine-et-Oise).

PIERRARD, Ingénieur de la Marine Belge, 41, avenue Plantyn, Anvers (Belgique).

PIHLGREN, Directeur de l'Industrie au Ministère des Finances, 28, Carlavagen, Stockholm.

PILLÉ, Ingénieur-Constructeur, 29, rue de Châteaudun, Paris, 9e.

PINCZON, Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique, 99, boulevard de Strasbourg, Le Havre.

PLUYETTE, Ingénieur en chef de la Marine, 1, rue de la Rampe, Brest.

POLLARD, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'École du Génie maritime, 28, rue de Bassano, Paris, 16e.

PONCHEZ, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, Saint-Denis (Seine).

PRESSEQ, Ancien Ingénieur de la Marine, Ingénieur des Chantiers et Ateliers de la Gironde, la Bastide, Bordeaux.

QUELLENEC, Ingénieur en chef des Ponts et Chaussées, 9, rue Charras, Paris, 9e.

RATEAU, Ingénieur au corps des Mines, 105, quai d'Orsay, Paris, 7e.

RAUCHFUSS, Directeur des Chantiers Germania, Gaarden près Kiel.

MM.

RAVIER (S.-L.), Ancien Ingénieur de la Marine, 6, rue de Berne, Paris, 8e.

RAYMOND, Ingénieur principal de la Compagnie des Messageries Maritimes, la Ciotat (Bouches-du-Rhône).

REED (Sir Edward-J.), K. C. B., F. R. S., Broadway Chambers, Westminster, Londres, S.-W.

RENNER, Ingénieur civil, 10, Turken strasse, thür 5, Vienne (Autriche).

REVOL, Ingénieur de la Marine, Attaché à la Direction de MM. Schneider et Cie, 42, rue d'Anjou, Paris, 8e.

RIMBAUD, Ancien Ingénieur de la Marine, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, villa Beausite, Tamaris-sur-Mer (Var).

RISBEC, Ingénieur de la Marine en retraite, Directeur des Ateliers des Messageries Maritimes, la Ciotat (Bouches-du-Rhône).

ROBERTSON, Inspecteur du Bureau Veritas, 29, Waterloo street, Glascow.

ROCHE, Ancien Ingénieur de la Marine, Directeur de l'usine à gaz, 16, rue de la Tour-d'Auvergne, Rennes.

ROTHSCHILD (Baron Edouard DE), Propriétaire de yachts, 2, rue Saint-Florentin, Paris, 1er.

ROVERS, Inspecteur du Bureau Veritas, 45, Binnenkant, Amsterdam.

RUDLOFF, Conseiller privé maritime et Directeur des Constructions navales, 16, Marburgerstrasse, Berlin W.

RUEFF, Administrateur délégué des Messageries fluviales de Cochinchine (S. P.) 43, rue Taitbout, Paris, 9e.

RUSSO, Ingénieur du Génie naval Italien, Ministère de la Marine, Rome.

SABATHIER, Ingénieur du Bureau Veritas, 8, rue Bossuet, le Havre.

SAGLIO, Directeur du Génie maritime en retraite, 93, rue du Théâtre, Paris, 15e.

SAINT-PAUL, des Usines Skoda, 38, rue de Châteaudun, Paris, 9e.

SALVERT-BELLENAVE (DUTOUR DE), Ingénieur en chef de la Marine, Toulon.

SAUTTER, Directeur de la Maison Sautter, Harlé et Cie, 26, avenue de Suffren, Paris, 15e.

SCHIL, Ingénieur civil, Expert du Bureau Veritas, 17, rue Montesquieu, Nancy.

SCHLUETTER, Ingénieur, 112, Worringerstrasse, Dusseldorf.

SCHMIDT (Michel), Directeur des Chantiers de MM. Schneider et Cie, Chalon-sur-Saône.

SCHNEIDER (E.), Maître de Forges, 42, rue d'Anjou, Paris, 8e.

SCHŒFFER, Ingénieur du Bureau Veritas, 16, Lombard street, Newcastle.

SCIAMA, Directeur de la Maison Bréguet, 19, rue Didot, Paris, 14e.

SCOTT (J.), Ingénieur-Constructeur, Halkshill, Largs (Ayrshire), Angleterre.

SCRIBANTI, Ingénieur du Génie naval Italien, Professeur à l'École navale supérieure, Gênes.

SEBERT (Général), Administrateur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 1, rue Vignon, Paris, 8e.

SELLERON, Ingénieur en chef de la Marine en retraite, 76, rue de la Victoire, Paris, 9e.

SERVE, Manufacturier, 121, chemin de la Corniche, Marseille.

SIEBERS, Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, Sœrabaya, Indes Orientales Néerlandaises.

SIGAUDY, Ingénieur en chef des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 22, rue Guy-de-Maupassant, le Havre.

SIMONOT (E.), Ingénieur de la Marine, Saint-Nazaire.

SKODA (Chevalier VON), des usines Skoda (S. P.), Pilsen (Autriche-Hongrie).

SMIT (P.-Jun.), Chantier de Constructions navales « de Industrie », Rotterdam.

MM.

SMULDERS (H.), Membre de la Firme A.-F. Smulders, 70, Haringliet, Rotterdam.

SOLIANI (NABOR), Directeur des Chantiers Ansaldo, Gênes.

STAPFER DE DUCLOS, Ingénieur-Constructeur (S. P.), 42, boulevard Maritime, Marseille.

TELLIER (A.), Ingénieur de la Maison Tellier, 52, quai de la Râpée, Paris, 12e.

TENNYSON, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, 45, Offitserskaïa, Saint-Pétersbourg.

TERRÉ, Ingénieur en chef de la Marine, en retraite (S. P.), 139, boulevard Haussmann, Paris, 8e.

THIBAUDIER (E.), Directeur du Génie maritime, Directeur de la Direction centrale des Constructions navales, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

THIRION, Ingénieur-Constructeur, 160, rue de Vaugirard, Paris, 15e.

TITOFF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, Forges et Chantiers de la Méditerranée, La Seyne (Var).

TORRIANI (D.), Ingénieur, Directeur de l'Établissement Torriani et Cie, Sampierdarena (Italie).

TOUSSAINT, Ancien Chef du Service des Ateliers de construction de MM. Schneider et Cie, 7, boulevard de Brosses, Dijon.

TROMP, Ancien Officier d'Artillerie des Pays-Bas, 3, Westerkade, Rotterdam.

TURBOT, Fabricant de chaînes, Anzin.

TURC, Lieutenant de vaisseau, à bord du *Charlemagne*.

TURGAN (L.), Ingénieur civil des Constructions navales, Ingénieur-Constructeur, 7, place Malesherbes, Paris, 17e.

VASCONCELLOS (J. DE), Ingénieur des Constructions navales, 20, rue Francisco de Paulo, Lisbonne.

VASLIN (H.), Ingénieur civil, 5, rue Saint-Georges, Paris, 9e.

VECHKOURTZOFF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, Chantier Burmeister et Wain, Copenhague.

VENCE, Inspecteur du Lloyd's Register, 26, rue de la République, Marseille.

VERMAND, Ingénieur des Ateliers et Chantiers de la Loire, Saint-Nazaire.

VIMONT, Lieutenant de vaisseau, en retraite, armateur, 347, rue Paradis, Marseille.

VIVET, Ingénieur civil des Constructions navales, (S. P.), Saint-Nazaire.

VOILLAUME (G.), Ingénieur des Chantiers et Ateliers de Saint-Nazaire (Penhoët), 123, rue Ville-ès-Martin, Saint-Nazaire.

VOISIN (E.), Capitaine au long cours, 11, boulevard Malesherbes, Paris, 8e.

WAHL, Ingénieur en chef de la Marine, 33, avenue des Champs-Élysées, Paris, 8e.

WETHERBEE, Ingénieur civil des Constructions navales, Bath Shipbuilding Co, Bath (États-Unis).

WIDMANN, Directeur général de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 1, rue Vignon, Paris, 8e.

WIDMANN (Georges), Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, 135, boulevard Haussmann, Paris, 8e.

WILKINSON, Inspecteur en chef du Bureau Veritas, Room 94-115, Kemble Building, 19, Whitehall street, New-York.

WILLIAMS, Armateur, Administrateur délégué de la Compagnie d'armements et de constructions navales, 50, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

WOODWARD, Ingénieur de la Marine des États-Unis, Bureau of Construction and Repair, Navy Department, Washington.

MM.

YARROW, Constructeur, Isle of Dogs, Poplar, Londres.

YOUNG, Ingénieur du Bureau Veritas, 155, Fenchurch street, Londres.

ZIEGEL, Ingénieur de la Marine, Ingénieur en chef des Chantiers et Ateliers de Provence, 40, chemin de la Madrague, Marseille.

ZIEZE, Ingénieur propriétaire des Chantiers Schichau, Elbing, Allemagne.

NOTA. — Les membres de l'Association sont priés d'indiquer au Secrétaire général les erreurs ou omissions, ainsi que toute modification à apporter aux titres et adresses.

QUATORZIÈME SESSION

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME

5 ET 6 MAI 1903.

La quatorzième Assemblée générale des membres de l'Association technique maritime a eu lieu à l'Hôtel de la Société des Ingénieurs civils de France, 19, rue Blanche, à Paris, sous la présidence de M. Daymard, Vice-Président de l'Association.

SÉANCES DU 5 MAI 1903.

Séance du matin.

PRÉSIDENCE DE M. DAYMARD.

La séance est ouverte à $9^h 45^m$.

Au début de la Séance, M. Daymard, Vice-Président, prononce l'allocution suivante :

« MESSIEURS ET CHERS COLLÈGUES,

» C'est par suite d'une triste circonstance que, en l'absence de M. Normand empêché, je me trouve cette année encore chargé d'ouvrir votre Session annuelle.

» Il y a quelques jours à peine la mort nous a enlevé notre vénéré Prési-

dent, M. de Bussy. A la suite d'une cruelle maladie, malgré les efforts des plus habiles praticiens, malgré les soins dévoués dont il était entouré, il a succombé dans la soirée du 25 avril dernier.

» Ses obsèques ont eu lieu le 28 au milieu d'un concours de nombreux admirateurs et amis, qui ont voulu payer un tribut d'honneur à son existence si bien remplie, et apporter à sa famille en deuil le témoignage de leur sympathie.

» Prévenu dès la première heure, notre Secrétaire général a transmis la douloureuse nouvelle aux membres de votre Bureau, et déjà les mesures étaient prises pour envoyer, au nom de l'Association, une couronne sur le cercueil de son Président, lorsque nous avons été avertis que, dans ses dernières volontés, M. de Bussy avait formellement demandé qu'il ne fût envoyé ni fleurs, ni couronnes à ses obsèques, et qu'il ne lui fût pas rendu d'honneurs militaires.

» Mais, du moins, ne nous a-t-il pas été interdit de prononcer quelques paroles sur sa tombe, et de dire quel grand vide et quel regrets la mort de M. de Bussy laisserait dans notre Institution.

» Au cimetière, trois discours ont été prononcés, et nous pensons aller au-devant de vos désirs en proposant de les reproduire en tête de notre prochain Bulletin (*Approbation unanime.*) Il n'en paraît pas moins opportun d'en donner dès aujourd'hui et ici même une sorte de résumé.

» Prenant le premier la parole, M. l'Inspecteur général du Génie maritime Eynaud a rendu hommage à l'élévation du caractère de M. de Bussy, retracé sa carrière au service de l'État, rappelé ses beaux travaux et ses succès d'Ingénieur. Voici les principales étapes de cette carrière si bien remplie :

» M. de Bussy était né le 22 mars 1822. Après avoir passé par l'École Polytechnique et par l'École du Génie maritime, il commence son service en 1846 à Lorient, et il montre immédiatement une aptitude marquée et un zèle ardent pour sa profession. Quatre ans plus tard, en 1850, il saisit avec empressement l'occasion de servir à la mer, et il est embarqué sur la *Pomone*, le premier des navires de guerre à hélice. A la suite d'avaries survenues à la machine de cette frégate, il exécute dans le port de Cadix une importante réparation, qui réussit complètement, et lui vaut un témoignage de satisfaction du Ministre de la Marine.

» Après une campagne de deux ans à la Plata, désireux de se perfectionner dans l'étude du gréement et de la manœuvre des voiles, il rentre en France sur le brick l'*Alcibiade*, est attaché de nouveau au port de Lorient, passe quelque temps au Service forestier, alors si important, puis est, en 1855, appelé à servir aux Forges de Cosne.

» Dans cette situation, tout en méritant les éloges de ses chefs par la façon

dont il s'acquitte de ses fonctions spéciales, et tout en s'initiant avec ardeur aux questions métallurgiques, M. de Bussy trouve le temps de lire et d'étudier d'une manière approfondie tout ce qui paraît sur les constructions navales, spécialement les publications techniques Anglaises, telles que le Broad-Arrow, l'Artizan, etc., et alors que ses camarades des ports peuvent croire qu'absorbé par les questions de forges, de fabrication des ancres et des chaînes, il demeure un peu étranger à ce qui se passe dans la Marine active et dans les arsenaux, il amasse au contraire des trésors d'érudition, et se documente de la façon la plus complète sur toutes les questions d'architecture et de construction navales à l'ordre du jour; aussi, lorsqu'en 1862 il revient au port de Lorient, il est admirablement armé pour accomplir brillamment son service dans le port, et pour produire des plans de navires et de machines. L'occasion de faire ses preuves était rare à cette époque, où Dupuy de Lôme avait en mains toute la direction du matériel de la flotte; cependant, il est donné à M. de Bussy de dessiner les plans (coque et machines) du vapeur *Port-Louis* destiné à un service spécial, et sur ce navire qui s'exécute à Lorient, il applique toute une série de dispositions ingénieuses et nouvelles.

» Chef de la Section des Constructions neuves, il se trouve aux prises avec les difficultés de l'emploi de l'acier dans les constructions neuves. Ce métal, qu'on était arrivé depuis quelque temps déjà à produire à très bon marché, était en essais dans la plupart des chantiers; mais il se montrait si irrégulier, et surtout si fragile, qu'on allait peut-être renoncer à ses avantages de grande résistance et de grande légèreté, lorsque M. de Bussy attaqua le problème. Ses efforts persévérants pour appliquer de nouvelles méthodes de travail, ses indications et ses conseils aux forges et aux laminoirs finirent par amener un succès complet, et, alors qu'ailleurs on tâtonnait encore, il eut le grand mérite de construire le premier vaisseau cuirassé complètement en acier.

» Ce remarquable résultat lui valut une grande notoriété, et le chef-constructeur de l'Amirauté Anglaise à cette époque (Sir Nathaniel Barnaby), n'hésita pas à envoyer à Lorient étudier les procédés de M. de Bussy, et s'honora en lui rendant pleine justice.

» Après la guerre de 1870, la France dut songer à créer la flotte de l'avenir. C'est alors que M. de Bussy, utilisant la forte érudition dont nous avons parlé tout à l'heure, et bénéficiant de l'avantage qu'il avait personnellement conquis, de la possibilité d'avoir des coques plus légères, put présenter des plans de vaisseaux cuirassés, qui furent immédiatement très remarqués et mis hors de pair.

» En 1873, il voyait approuver ses plans et ses devis du *Redoutable,*

de 9400^{tx} et de 6500^{chx}, suivi de près par deux autres cuirassés du type *Dévastation,* de 10500^{tx} et de 8000^{chx}. Ces navires eurent un si grand succès, qu'à l'étranger on se hâta, sinon de les copier, du moins de s'en inspirer.

» Peu de temps après, M. de Bussy produisit les garde-côtes des types *Tonnerre* et *Tempête,* dont les résultats furent aussi très remarquables.

» Nommé Directeur des Constructions navales en 1875, il resta, en cette qualité, à Lorient jusqu'en 1880, époque où il fut appelé à Paris. Il y dirigea d'abord le Service de la surveillance des travaux confiés à l'Industrie, puis, en décembre 1881, il fut placé à la tête du Bureau technique, que l'on venait de créer au Ministère de la Marine.

» Dans cette situation, qu'il fit si importante, M. de Bussy créa encore de nombreux types nouveaux : garde-côtes à tourelles type *Bouvines,* contre-torpilleurs types *Condor* et *Surcouf,* croiseurs types *Davout* et *Suchet.* Enfin, en 1887, on construisit sur ses dessins le croiseur protégé, à 3 hélices, le *Dupuy-de-Lôme,* de 6783^{tx} et de 13000^{chx}. Ce fut son chef-d'œuvre, et l'on peut dire, d'une manière absolue, un véritable chef-d'œuvre. L'installation des trois hélices, sagement étudiée au préalable sur le petit bateau la *Carpe,* était entièrement réussie, et le nouveau croiseur réalisait à la fois *une très belle vitesse* dépassant celle du programme, *un armement puissant, une protection admirablement entendue* contre l'artillerie à tir rapide de l'époque, et enfin *des qualités nautiques excellentes.* En un mot, le *Dupuy-de-Lôme,* avec son nom de bon augure, fut un succès éclatant, et cependant, comme une preuve des difficultés et des écueils qui, dans l'art de l'architecture navale, peuvent, pour un seul détail mal exécuté, faire échouer les plans les mieux combinés, ce brillant résultat faillit être compromis par une mauvaise exécution des chaudières; il fallut faire subir aux foyers une modification assez importante, avant que le croiseur pût enfin montrer toutes ses qualités.

» Nommé Inspecteur général du Génie maritime en 1885, M. de Bussy resta jusqu'en 1889 à la tête du Corps qu'il honorait de l'éclat de ses services. Devançant de quelques mois la limite d'âge, il prit sa retraite de la Marine au mois d'octobre de cette même année. Mais cette retraite ne fut point pour lui le repos; il continua à travailler avec une ardeur toujours jeune. Ingénieur-Conseil d'une importante Compagnie de construction, Membre de l'Académie des Sciences, où il avait été appelé en 1887, Président de l'Association Technique Maritime, il s'est, jusqu'au dernier moment, dépensé pour la Science, pour la prospérité de notre Société, et n'a pas cessé de se passionner pour tout ce qui touchait à l'architecture navale.

» M. le Commandant Guyou, Membre de l'Institut, au nom de l'Académie des Sciences, a fait l'éloge de M. de Bussy, et excellemment dit que, si son

œuvre avait été moins connue du grand public que celle de son prédécesseur Dupuy de Lôme, elle n'avait pas été moindre aux yeux des techniciens et des savants de France et de l'étranger. »

M. Daymard donne ensuite lecture du discours qu'il a lui-même prononcé sur la tombe de M. de Bussy, et il ajoute :

« Messieurs et chers Collègues, la mort de notre Président n'est pas la seule que nous ayons à déplorer cette année. Il y a deux mois à peine, nous perdions notre distingué collègue le Vice-Amiral Courrejolles. Il a succombé prématurément à une terrible maladie contractée durant ses campagnes lointaines, et aggravée pendant la dernière, où il commandait notre escadre de l'Extrême-Orient. Il avait encore devant lui plusieurs années d'activité, et son passé était le gage des services qu'il aurait encore rendus à son pays. Nous envoyons à sa famille l'expression de notre profonde sympathie.

» Vous me permettrez, Messieurs, de me dispenser aujourd'hui d'une revue des faits maritimes survenus depuis notre dernière Session. Je me contenterai de vous signaler, pour les navires de guerre, le maintien, avec un nouvel accroissement de déplacement, des types précédents (c'est ainsi que chez nous le cuirassé la *Démocratie,* qu'on met en chantier à Brest, dépassera 15000^{tx}), et, pour la marine commerciale, la mise en service du paquebot de la ligne Brêmoise, le *Kaiser-Wilhem II,* dont la longueur atteint 215^{m}, la largeur 22^{m}, le déplacement 26500^{tx} et la puissance 40000^{chx} indiqués.

» Les turbines motrices continuent à être l'objet de nouvelles applications, et j'ai pu voir personnellement, il y a quelques semaines, en achèvement à Dumbarton, deux navires à passagers, munis du nouveau moteur, et qui entreront en service pour la traversée de la Manche, l'un, la *Queen,* entre Calais et Douvres, l'autre, le *Brighton,* entre Dieppe et Newhaven. On espère qu'ils réaliseront des vitesses sensiblement supérieures à celles de leurs devanciers.

» Il me reste à vous rendre compte de l'attribution qui a été faite par votre bureau d'une première bourse de voyage de 1000^{fr}, dont le montant a été fourni par la fondation Canet. Cette bourse a été, à l'unanimité, accordée à notre jeune collègue M. Bassetti, qui a déjà fourni trois mémoires à l'Association. Il accomplit en ce moment, en Angleterre, un voyage d'études donnant lieu à un rapport, qui sera inséré dans le prochain Bulletin.

» Je termine en vous rappelant, Messieurs et chers Collègues, les relations excellentes que notre Association entretient avec les Sociétés similaires de l'étranger. L'Association Allemande, à l'occasion du Congrès d'Architecture navale de Dusseldorf, avait, l'été dernier, préparé une réunion et des excursions, qui ont été extrêmement appréciées de ceux qui y ont pris part; en

outre, pour sa session ordinaire tenue il y a quelques semaines, elle avait fait parvenir une invitation à votre bureau. M. Henri Menier, un des Vice-Présidents, et M. Turgan, Secrétaire, se sont rendus à cette convocation, et ils ont été l'objet du plus gracieux accueil. De son côté, l'Institution des Naval Architects nous annonce qu'elle tiendra cette année son meeting d'été en Irlande, à Belfast et à Dublin. Le programme de cette réunion est des plus attractifs, et elle ne manquera pas de présenter un vif intérêt à ceux d'entre vous qui pourront y prendre part. »

M. le Trésorier donne lecture du compte rendu de la situation financière, et les comptes, qui ont été préalablement contrôlés par M. Daymard, Vice-Président, sont approuvés.

État des recettes et des dépenses en 1902.

ASSOCIATION.

Recettes.

		fr	fr
Solde de l'exercice 1901.	En caisse	1160,90	2549,43
	Crédit Lyonnais	1388,53	
Cotisations des membres adhérents.	1901	150,00	8670,00
	1902	8340,00	
	1903	180,00	
Vente de *Bulletins de l'Association*			1319,80
Produit des Annonces publiées dans l'*Annuaire*			200,00
Intérêts.	7 obligations P.-L.-M. fusion 3 pour 100	100,80	695,00
	Rente 3 pour 100 amortissable	570,00	
	Crédit Lyonnais	24,20	
			13434,23

Dépenses.

	fr
Loyer et gratification	650,00
Note de M. Gauthier-Villars (*Bulletin* n° 13)	7284,60
» M. Bernard (Annuaire)	345,00
Imprimés divers	152,80
Affranchissements, ports de lettres, frais divers	706,70
A reporter	9139,10

Report		9139,10
Allocation aux dessinateurs, expéditeur et garçons de bureau du Bureau Veritas		250,00
Frais relatifs au navipendule Russo		100,10
» à la session de 1902		110,00
» au dîner de 1902		116,15
Assurance		27,30
Frais financiers, Crédit Lyonnais		3,30
		9745,95
Solde à reporter à l'exercice 1903. En caisse	1092,65	3688,28
Crédit Lyonnais	2595,63	
Total égal aux recettes		13434,23

FONDATION CANET.

Recettes.

	fr
Solde de l'exercice 1901	200,37
Arrérages, rente 3 pour 100	400,00
Intérêts des arrérages	2,00
	602,37

Dépenses.

Néant.

Solde à reporter à l'exercice 1903	602,37
Total égal aux recettes	602,37

Résumé.

Le capital de l'Association s'élève aux chiffres suivants :

		fr
Solde au 31 décembre 1902		3688,28
Valeurs en dépôt au Crédit Lyonnais	7 obligations P.-L.-M. fusion 3 pour 100, au cours du 31 décembre	3297,00
	570fr rente 3 pour 100 amortissable, au cours du 31 décembre	19000,00
		25985,28
Le capital de la Fondation Canet est constitué par 400fr de rente 3 pour 100 amortissable, valant, au cours du 31 décembre		13286,67

Conformément aux Statuts, le Président ouvre le scrutin pour l'élection du Bureau pour l'année 1903, sauf en ce qui concerne le Président, dont l'Assemblée a décidé d'ajourner la nomination à la prochaine Session.

Sont élus :

Vice-Présidents :	M. Bertin.
	M. Bienaymé.
	M. Bordes (Adolphe).
	M. Daymard.
	M. Menier (Henri).
	M. Normand.
Secrétaire général :	M. Hauser.
Secrétaire :	M. Turgan.
Trésorier :	M. Borja de Mozota.

M. le Président fait donner lecture par le Secrétaire général des noms des quarante-deux personnes, qui, depuis la dernière Assemblée générale, se sont présentées comme membres adhérents, et ont été admises provisoirement par le Bureau :

MM.

Bertrand, Chef du Service administratif du Bureau Veritas.

Boyer, Lieutenant de vaisseau en retraite, Agent principal de la Compagnie Générale Transatlantique.

Brix, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, en retraite, Directeur technique des Ateliers mécaniques de la Société Franco-Russe.

Cabart-Danneville, Sénateur de la Manche.

Cal (Antonio), Lieutenant de vaisseau de la Marine Espagnole, Professeur à l'École navale du Ferrol.

Cal (Eugenio), Lieutenant de vaisseau de la Marine Espagnole.

Crouan, Armateur.

Demongeot, Ingénieur de la Maison Grille et Cie.

Duboul, Ingénieur civil, fabricant de cordages.

Dugé de Bernonville, Ingénieur de la Marine, Ingénieur en chef des Ateliers Niclausse.

Durand (W.-F.), Professeur de machines marines à l'Université Cornell.

Durand-Viel, Enseigne de vaisseau.

Duthil, Directeur général de la Société de Jonction.

Emanaud, Ingénieur de la Société des Générateurs Pluto.

Fairburn, Ingénieur en chef de la Eastern Shipbuilding Co.

Ferranti (de), Ingénieur électricien et mécanicien à Londres.

Gerling, Directeur commercial du Chantier naval Anversois.

Govare, Avocat à la Cour d'Appel, Docteur en droit.

Houët, Capitaine au long cours.

Hozier, Colonel et Secrétaire du Lloyd's Register.

Imbert, Ingénieur civil.

Lanza, Ingénieur, Expert du Bureau Veritas.

Le Blanc, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

MM.

LEDIEU, Ingénieur civil des Constructions navales.

MENIER (GEORGES).

MESSMER, Ingénieur.

METAYER, Ingénieur des Arts et Manufactures, Professeur à l'École Centrale.

MORGAN, Directeur technique du Chantier naval Anversois.

NEGULICI, Ingénieur civil des Constructions navales, Directeur des Chantiers de Turn-Severin.

NICLAUSSE (A.), de la Société J. et A. Niclausse, Société des Générateurs inexplosibles.

NIELSEN, Directeur général des Chantiers et Ateliers de la Compagnie Burmeister et Wain.

NORMAND (fils), Ingénieur-Constructeur.

PEREIRA DE MATTOS, Lieutenant de vaisseau de la Marine Portugaise.

PILLÉ, Ingénieur-Constructeur.

QUELLENEC, Ingénieur en chef des Ponts et Chaussées.

SAINT-PAUL, des Usines Skoda.

SCHIL, Ingénieur civil, Expert du Bureau Veritas.

SCRIBANTI, Ingénieur du Génie naval Italien, Professeur à l'École navale supérieure de Gênes.

SKODA (Chevalier VON), des Usines Skoda.

SMULDERS, Membre de la Firme A.-F. Smulders.

TITOFF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe.

WILLIAMS, Armateur, Administrateur-délégué de la Compagnie Française d'Armements et de Constructions navales.

Tous ces membres sont admis par l'Assemblée générale.

La parole est ensuite donnée par M. le PRÉSIDENT aux auteurs des mémoires présentés.

Il est donné lecture des mémoires suivants :

Le Secrétaire général donne lecture du mémoire de M. FAIRBURN.

Dispositions intéressantes dans le tracé des plus grands navires à passagers et à marchandises d'Amérique;

Par M. WILLIAM-A. FAIRBURN,
Ingénieur naval et Ingénieur mécanicien.

Après une rapide indication des dispositions éminemment simples du chantier de construction de l'*Eastern Shipbuilding C°* à New-London (Conn.), l'auteur donne la description des deux grands vapeurs de charge *Minnesota* et *Dakota,* construits dans ce chantier pour le compte de la *Great Northern C°.*

Il donne les principaux échantillons de la charpente, la disposition du tuyautage, des installations électriques, de l'appareil moteur, des générateurs de froid, etc. Il signale comme spécialement intéressant l'emploi du *steam-loop,* pour ramener aux chaudières

l'eau condensée dans le tuyautage, celui du joint flexible *Verity*, pour éviter la rupture des arbres.

Enfin il termine par des considérations générales sur les améliorations à introduire dans les navires à construire dans l'avenir, et sur la situation actuelle de l'industrie des constructions navales aux États-Unis.

M. Daymard, Président, fait ressortir les conclusions pessimistes de l'auteur, puis lui adresse l'expression des remercîments de l'Assemblée, qui est heureuse de voir un membre si éloigné de Paris s'associer à ses travaux.

M. Maugas donne lecture de son mémoire.

Note sur le perçage à l'atelier;

Par M. Maugas,
Ingénieur en chef de la Marine,
Sous-Directeur de l'École d'Application du Génie maritime.

Désireux de compléter les indications qu'il a fournies en 1902, dans la discussion du Mémoire de M. Laubeuf, M. Maugas signale les essais faits par la Société Américaine *Bickford Drill and Tool Company* pour augmenter la rapidité du perçage; il en résulte qu'on peut atteindre une puissance de perçage, caractérisée par le produit du diamètre du trou par la pénétration, environ cinq fois et demie plus forte que celle que l'on a admise sur des perceuses radiales à moteur électrique, récemment installées au port de Cherbourg. Ces résultats s'appliquent à la fonte; mais, même en admettant qu'il faille les réduire largement pour l'acier, on voit qu'on peut gagner beaucoup sur la rapidité du travail.

M. Laubeuf fait observer qu'il est partisan de l'augmentation de l'avance par tour, bien plutôt que de la vitesse du foret.

M. Brosser donne lecture de son mémoire sur la détermination des éléments principaux d'un propulseur hélicoïdal.

Détermination des éléments d'un propulseur hélicoïdal;

Par M. Brosser,
Ingénieur en chef de la Marine.

Les théories modernes sur la propulsion n'envisagent, en général, que le fonctionnement de l'hélice seule, abstraction faite du navire: elles sont donc incomplètes et insuffisantes.

L'auteur, au contraire, tout en adoptant les données fondamentales de la théorie, fait appel, dans l'établissement de ses formules, à l'expérience des faits. Il arrive ainsi, en comparant les résultats d'essais de vitesse des navires, à fixer deux coefficients numériques et deux conditions aux limites, qui lui paraissent nécessaires et suffisants pour

calculer sûrement les éléments d'une hélice; ces coefficients tiennent compte des dimensions absolues, des formes, de la vitesse et de l'influence réciproque du propulseur et de la carène.

M. Drzewiecki. — Il y a trois ans, lorsque je soumettais au Congrès d'Architecture Navale une théorie générale des propulseurs hélicoïdaux (*Bulletin de l'Association Technique Maritime,* 1900. *Des hélices propulsives*), que je déterminais les relations nécessaires, qui relient les divers éléments d'une hélice propulsive, soit entre eux, soit avec les données caractéristiques du bateau et du moteur, que je montrais à quel point les résultats de cette théorie concordaient avec les formules empiriques et les règles pratiques appliquées usuellement, dont elle donnait l'explication rationnelle, M. Brosser me posa alors exactement la question, qu'il a formulée aujourd'hui au commencement de sa communication, à savoir : « Comment déterminer les éléments d'une hélice propulsive, capable d'imprimer à un bateau de forme et de dimensions données une vitesse déterminée? » L'énoncé de ce problème ayant été posé, alors que dans mon exposé j'avais cru avoir répondu implicitement à cette question, j'en conclus que ma théorie n'avait pas suffi à satisfaire les aspirations de M. Brosser; aussi ai-je éprouvé aujourd'hui une certaine déception mêlée d'étonnement, en entendant M. Brosser, après avoir magistralement posé le problème au début, nous en proposer la solution au moyen d'un certain nombre de formules empiriques détachées, se ramenant aux formules usuelles, de quelques recettes de construction et règles pratiques, paraphrasant plus ou moins celles qui découlent de la théorie de l'angle d'attaque optimum, mais ne présentant aucun lien entre elles, aucun caractère d'ensemble cohérent, éclairé par une idée directrice générale, permettant d'en saisir le sens mécanique et la signification rationnelle.

Il est incontestable que, dans la majorité des cas, qui, dans la pratique, se rencontraient jusqu'ici, dans des conditions que j'appellerai moyennes, les formules empiriques, qui ne sont que l'expression de la moyenne des résultats relevés dans des essais satisfaisants pour les cas analogues, peuvent s'appliquer avec un certain succès, et suffire à la détermination de propulseurs d'un rendement convenable; mais lorsque les conditions du problème ne rentrent plus dans ces conditions moyennes, par suite, soit de la grande vitesse à atteindre, soit du nombre de tours considérable, etc., conditions qui aujourd'hui se rencontrent de plus en plus fréquemment, il arrive que les formules empiriques présentent des contradictions entre elles, et qu'il y a incompatibilité entre les données du problème à résoudre par ces formules dans ces cas difficiles. Si le constructeur n'est pas guidé par une conception générale du fonctionnement de l'hélice propulsive, il ne saura plus dans quel

sens il devra modifier ses formules empiriques isolées, pour les faire concorder entre elles, et arriver, par une cote mal taillée entre les différents éléments en jeu, à un rendement pratique acceptable. Les formules empiriques sont bonnes en elles-mêmes, mais à une condition, c'est d'être maniées avec la compréhension de leur signification mécanique. Ainsi, M. Brosser nous indique la relation qui doit relier le diamètre d'une hélice à son avance par tour, et aussi la vitesse périphérique des ailes, qui, pour un cuirassé, ne doit pas dépasser telle valeur, et, pour un torpilleur, telle autre. Présentée de cette façon, la règle énoncée, tout en étant même juste à un certain point, n'a aucune signification rationnelle; on ne saisit pas la raison nécessaire de ce rapport invariable entre le diamètre d'une hélice et son avance par tour ou son pas, et l'on ne comprend pas pourquoi une vitesse périphérique, acceptable pour un torpilleur, ne l'est plus pour un croiseur ou un cuirassé. Tandis que si l'on présente la règle en question comme une conséquence directe de la théorie de l'angle d'attaque optimum, on la rend immédiatement compréhensible, et on la relie, par là même, aux autres règles qui découlent de la même théorie, règles dont on fait voir du même coup l'importance relative; de sorte que, dans les cas difficiles, ce ne sera plus au hasard, mais à bon escient, qu'on pourra modifier les unes ou les autres dans le sens du meilleur rendement possible. En effet, le rendement mécanique d'un élément de surface d'une aile d'hélice s'exprime, d'après la théorie de l'angle d'attaque optimum (*Bulletin de l'Association technique maritime,* 1892. *Méthode pour la détermination des éléments mécaniques des propulseurs hélicoïdaux,* par M. Drzewiecki), en fonction de $\tang\beta$, β étant l'angle que fait la trajectoire hélicoïdale de l'élément considéré, avec une parallèle à l'axe de rotation; cette expression du coefficient de rendement, qui est maximum pour $\tang\beta = 1$, va en diminuant avec l'augmentation de $\tang\beta = 1$, et, par conséquent, du rayon de l'aile; de sorte que la zone de bonne utilisation est comprise entre les éléments de l'aile correspondant à $\tang\beta = 0,5$ et $\tang\beta = 3$; ce sont ces valeurs qui limitent les dimensions de l'aile, et déterminent directement les diamètres du moyeu et de l'hélice; en appliquant cette valeur extrême, $\tang\beta = 3$, à la relation géométrique $D = \frac{V}{\pi . N} \tang\beta = A \frac{\tang\beta}{\pi}$, on trouve exactement la même relation entre le diamètre et l'avance par tour, que donne M. Brosser. De même, pour la question des vitesses périphériques des hélices de torpilleur et de cuirassé, la même raison que ci-dessus, exprimée par l'équation $2\pi . N\rho = V \tang\beta$, qui, pour la vitesse périphérique, donne $ND = 3\,V$, montre que cette vitesse ne doit pas dépasser trois fois la vitesse du bateau, et, par conséquent, pour un torpilleur, elle peut être plus grande que pour un cuirassé. Si M. Brosser avait présenté ses

formules comme conséquence de la théorie de l'angle d'attaque optimum, il n'aurait certainement pas dit qu'il faut éviter de faire descendre le rapport $\frac{D}{A}$ au-dessous de 0,75; c'est le contraire qu'il aurait dû dire, car en abaissant ce rapport au-dessous de cette limite, on utilise une partie de l'aile, dont les éléments ont un rendement supérieur, puisque tangβ est plus petit que 3; seulement, par malheur, la chose est rarement possible, car pour cela il faudrait multiplier outre mesure le nombre d'ailes, pour arriver à une surface propulsive suffisante. Il existe cependant quelques excellentes hélices, dont, le nombre d'ailes étant insuffisant, il a été possible d'abaisser le rapport $\frac{D}{A}$ au-dessous de la limite indiquée par M. Brosser, et l'on a obtenu des rendements merveilleux; si je ne me trompe, les hélices du *Forban* sont dans ce cas.

Plus loin, en parlant du pas à donner à l'aile, M. Brosser préconise un pas constant, mais tel que l'angle d'attaque à l'extrémité de l'aile soit de 2°. Cette règle est encore un à peu près, qui tend vers l'angle d'attaque optimum, car si l'angle d'attaque est de 2° à l'extrémité d'une aile correspondant à tang$\beta = 3$, cet angle sera de 4° environ vers le moyeu pour tang$\beta = 1$, et la moyenne des angles d'attaque pour l'aile entière sera celle qui correspond à l'angle optimum de 3° environ. Seulement, comme dans le tracé d'une hélice, il faut chercher à gagner du rendement sur chacun des éléments du problème, pour arriver au maximum d'utilisation générale, je crois que le petit bénéfice, que l'on retire du fait que tous les éléments de surface travaillent dans les meilleures conditions d'angle d'attaque, n'est pas à dédaigner, et qu'il vaut mieux tracer son aile de façon à lui donner un angle d'attaque optimum constant, plutôt qu'un pas constant, donnant un angle d'attaque variable, mais dont la moyenne se rapproche de l'angle optimum; d'autant plus que le tracé et l'exécution d'une aile à angle d'attaque constant ne présente pas plus de difficultés que ceux d'une aile à pas constant; en effet, il suffit de donner à l'aile un pas constant égal à l'avance par tour, puis, en fixant l'aile au moyeu, de la décaler de l'angle optimum, en la faisant pivoter autour de son rayon central dans le sens de l'augmentation du pas, ainsi que l'a montré M. Daymard; on obtient ainsi une aile à angle d'attaque optimum constant.

Ensuite, M. Brosser passe à la détermination de la surface propulsive d'une hélice. Sur ce point, nous ne sommes plus du tout d'accord avec lui. Il donne comme mesure de cette surface propulsive la moyenne des fractions de pas prises aux différents rayons.

J'ai déjà eu l'occasion de protester contre cette manière de déterminer la

surface propulsive; d'autre part, des voix plus autorisées que la mienne, celle de M. Doyère en particulier, se sont aussi élevées contre la confusion que l'on fait généralement entre la surface géométrique d'une aile d'hélice et la surface *active* ou *efficace*. En effet, il est bien évident qu'un même décimètre carré de surface d'aile aura un effet propulsif complètement différent, selon qu'il sera placé vers le moyeu ou vers la périphérie, à cause de la différence de vitesse et d'inclinaison; aussi, deux ailes de surfaces géométriques égales, mais de formes différentes, auront-elles des surfaces actives absolument différentes, et réciproquement; la mesure de la surface propulsive par la fraction de pas n'est possible que pour le cas d'hélices à fraction de pas constante; dans tous les autres cas elle n'est pas juste. La surface active des ailes doit, de toute nécessité, se calculer en tenant compte de la position respective de chaque élément de cette surface; ce calcul, du reste, n'est pas difficile, et même serait-il difficile et compliqué, qu'il vaudrait mieux consacrer un peu plus de temps à l'étude de son hélice, que d'en être réduit à l'expédient final que propose M. Brosser, et qui consiste à réduire la surface des ailes après essais, dans le cas où l'hélice se serait montrée trop résistante, et de la remplacer par une autre dans le cas contraire.

Toutes les formules empiriques préconisées pour la détermination des éléments des hélices propulsives, aussi bien celles données par M. Brosser, que celles employées usuellement par les différents constructeurs, et qui ne sont, en somme, que des approximations plus ou moins parfaites de celles qui découlent de la théorie de l'angle d'attaque optimum, peuvent être unifiées entre elles, et réduites à de simples nombres abstraits, pourvu que l'on exprime tous les éléments de l'aile en fonction d'un d'entre eux, l'avance par tour; alors toutes les ailes d'hélice d'un bon rendement, pour tous les cas possibles de vitesse et de nombre de tours, se réduisent à une seule et même aile, dont les éléments sont exprimés en nombres abstraits, et, pour l'appliquer à un bateau quelconque, il suffit de modifier l'échelle du tracé suivant l'avance par tour donnée. On a ainsi un tracé d'aile unique applicable à tous les cas; la seule chose qui varie avec les circonstances, c'est l'échelle du tracé, et le nombre d'ailes nécessaires pour imprimer au bateau donné une vitesse déterminée, ou bien pour absorber la puissance du moteur donné. Ce tracé de l'aile parfaite, ou la plus parfaite, peut être obtenu en prenant la moyenne des éléments similaires d'un grand nombre d'ailes d'hélices de bon rendement; en exprimant ces éléments en fonction de l'avance par tour, on trouvera ainsi pour les mêmes éléments des nombres abstraits très peu différents entre eux, et dont la moyenne constituera la valeur de l'élément type; on trouvera aussi ces mêmes nombres, si on les exprime, dans les mêmes conditions, par toutes les formules empiriques employées; il est bien entendu

qu'il faudra réduire tous les cas à des cas comparables, en tenant compte du nombre total d'ailes, de l'incidence résultante, de la largeur d'ailes, etc.

Par conséquent, pour projeter une hélice pour un cas particulier quelconque, il n'y aura qu'une seule chose à calculer, c'est le nombre d'ailes nécessaire. Ce calcul peut se faire au moyen de la formule $A = \frac{FN^2}{QV^5}$, où Q est ce que j'ai appelé le *coefficient de compatibilité,* au moyen duquel il est facile de déterminer le nombre de tours N compatible avec la vitesse V, la puissance F et le nombre d'ailes A. Ce coefficient, calculé en prenant la moyenne de relevés d'un grand nombre d'hélices de bon rendement, donne $Q = 0,06$. Dans les cas où, pour une raison quelconque, le nombre d'ailes calculé par cette formule ne pourrait pas être réalisé dans la pratique, il y aurait lieu de modifier les autres éléments de l'aile, tels que largeur d'aile, angle d'incidence général, diamètre de l'hélice, etc., de façon à parfaire ainsi la poussée propulsive insuffisante du fait d'un nombre d'ailes trop petit par exemple; seulement ces modifications ne peuvent être faites qu'à la condition de rester toujours d'accord avec la théorie générale de l'angle d'attaque optimum, et c'est pourquoi les formules isolées, telles que les présente M. Brosser, ne peuvent pas servir dans ces cas malheureusement trop fréquents.

M. Normand. — M. Brosser propose de déterminer les éléments principaux des hélices, au moyen d'un coefficient variant approximativement de 0,10 pour les cuirassés, à 0,14 pour les croiseurs et à 0,24 pour les torpilleurs.

Ce coefficient, qui paraît indépendant de la vitesse, contient en facteur le rapport de la surface propulsive à la surface résistante. On voit immédiatement que, si l'on multipliait ce facteur par $\frac{1}{V}$, on obtiendrait d'abord des coefficients beaucoup moins variables avec les trois types de bâtiments, et ensuite que, pour les divers bâtiments qui composent chaque type : cuirassé, croiseur ou torpilleur, on tiendrait compte des différences considérables de la vitesse dans les bâtiments qui le composent. Il y a des cuirassés de 16ⁿ et d'autres de 19ⁿ, des croiseurs de 20ⁿ et d'autres de 24ⁿ, des torpilleurs ou contre-torpilleurs de 24ⁿ et d'autres de 31ⁿ.

Le coefficient ainsi modifié exprimerait la règle que j'ai proposée ici-même, il y a plusieurs années, et suivant laquelle la surface propulsive doit être *proportionnelle au produit de la surface résistante par la vitesse ou, plus exactement, au quotient de la puissance par le carré de la vitesse.*

Cette règle a reçu depuis lors de nombreuses vérifications.

Après quelques mots de réponse et de remerciements de M. Brosser,

M. Daymard clôt la discussion, en rappelant ses travaux sur le même sujet, et en adressant ses félicitations à M. Brosser pour l'étude qu'il a présentée.

M. Laubeuf donne lecture de son mémoire.

Note sur le sens de rotation des hélices, sur les navires à deux hélices;

Par M. Laubeuf,
Ingénieur en chef de la Marine.

Après avoir fait remarquer qu'en donnant aux hélices la disposition de rotation qu'il appelle *supraconvergente,* on ne réalise d'autre avantage que d'obtenir des machines d'une surveillance plus facile, M. Laubeuf fait remarquer que la disposition contraire (hélices *supradivergentes*) présente les avantages suivants :

1° Quand on stoppe l'une des hélices pour abattre sur un bord, l'hélice restée en fonction a une action propre d'abattée, de même sens que le couple de rotation causé par l'excentricité de sa poussée.

2° Au point de vue de l'utilisation, la disposition supraconvergente réduit l'angle d'attaque de l'aile supérieure; c'est le contraire pour la disposition supradivergente; or il paraît, d'après des expériences faites par M. Laubeuf, y avoir moins d'inconvénient à augmenter qu'à réduire l'angle d'attaque.

Après avoir fait observer que dans la disposition supraconvergente il se produit une crête liquide à l'arrière, et que la masse d'eau entraînée est plus considérable que dans la disposition inverse, M. Laubeuf discute les résultats des essais de la *Durandal* et de la *Hallebarde* d'une part, de la *Pique* et de l'*Épée* de l'autre, et en tire une justification de ses idées. La disposition des hélices supradivergentes est celle qu'il préconise.

M. Normand. — Ainsi que le montre M. Laubeuf, le raisonnement et l'expérience s'accordent pour prouver que l'emploi des hélices latérales supraconvergentes détruit un des principaux avantages de ces propulseurs : la possibilité de les faire servir efficacement à la giration du navire; c'est là un défaut grave, non seulement pour l'appareillage, dans lequel le bâtiment doit à volonté abattre sur un bord ou sur un autre, mais encore à la mer par gros temps, surtout à petite allure, où il est utile parfois de se servir des hélices pour maintenir la stabilité de route.

Je partage absolument l'opinion du savant ingénieur sur l'avantage des hélices supradivergentes, au point de vue de l'utilisation et de la vitesse, mais non pas sur l'identité de la vitesse d'entraînement de l'eau dans le voisinage de l'axe du navire et à l'extérieur des hélices latérales; l'entraînement est, je pense, beaucoup plus grand dans le premier cas que dans le second, et c'est sur cette différence même que je me suis basé pour essayer de prouver la supériorité des hélices supradivergentes.

Dans le mémoire inséré au *Mémorial du Génie Maritime* de 1883, que

M. Laubeuf a bien voulu citer, je disais : « Dans les bâtiments à deux hélices, la différence de vitesse des différentes parties de la colonne liquide peut être utilisée pour rendre la poussée plus uniforme. L'aile ascendante ayant, à vitesse d'eau égale, un moindre recul que l'aile descendante, on peut compenser cette inégalité en plaçant l'aile descendante dans le voisinage de la carène, où elle rencontre une eau entraînée. » Or, ce sont les hélices supradivergentes, dont l'aile ascendante se trouve dans le voisinage de la carène.

Mais les hélices supradivergentes me paraissent présenter encore un autre avantage, que je vous demande la permission d'exposer. J'ai examiné cette question à la suite d'une observation de mon ingénieur, M. Léopold Chevallier.

Dans un bâtiment à une hélice, le couple moteur, ou, si l'on préfère, le couple résistant de l'hélice tend à produire une inclinaison sur bâbord, quand le pas est à droite, sur tribord quand le pas est à gauche. Dans un torpilleur de haute mer, où le sens du pas était le même pour les deux hélices, l'inclinaison dans le sens indiqué atteignait 3°. La constatation de ce fait m'a conduit à revenir à la disposition primitive d'hélices supradivergentes. On conçoit que la réduction considérable de stabilité, dans les grandes inclinaisons, rende cette action particulière de l'hélice dangereuse.

Quand un bâtiment à deux hélices atteint une gîte considérable, l'action de l'hélice du bord qui émerge devient négligeable, et il ne reste que le couple de l'hélice immergée, qui tend à incliner davantage le bâtiment dans le cas d'hélices supraconvergentes, ou à le redresser dans le cas contraire.

Cette théorie semble confirmée par les faits.

Deux torpilleurs à une hélice ont chaviré sur bâbord, dans des circonstances connues, le 102 et le 20; le pas des hélices était à droite dans les deux cas.

Trois contre-torpilleurs ont engagé dans une plus ou moins grande mesure, la *Pique*, le *Yatagan* et le *Mousquet*. Tous les trois sont actionnés par des hélices supraconvergentes. J'ajouterai que ceux des commandants de mes contre-torpilleurs à hélices supradivergentes que j'ai consultés, tout en reconnaissant avoir éprouvé des roulis violents, ce qui n'a pas lieu d'étonner avec la grande stabilité statique imposée, m'ont affirmé n'avoir jamais eu la crainte d'engager.

La Séance est levée à midi.

Séance de l'après-midi.

PRÉSIDENCE DE MM. NORMAND ET BERTIN.

La Séance est ouverte à $2^h 15^m$.

Il est donné lecture du mémoire de M. W.-F. Durand.

Sur un type spécial de navires destinés au transport des grains ou du minerai de fer sur les grands lacs de l'Amérique du Nord;

Par M. W.-F. DURAND,
Professeur de machines marines à l'Université Cornell.

L'auteur indique l'importance du courant commercial, qui, sur les grands lacs, transporte le blé et le minerai de fer de l'ouest à l'est, et le charbon de l'est à l'ouest; il relate les dispositions mécaniques adoptées pour le chargement et le déchargement, lesquelles permettent la manutention, en une seule journée, d'un chargement de 7000 tonnes.

Les navires affectés à ces transports étant d'un type à très peu près uniforme, M. Durand donne la description générale d'un navire de 9100 tonneaux de déplacement; les dispositions spécialement intéressantes qu'il indique sont : la séparation de la charpente en deux parties, qui peuvent se préparer séparément, l'une comprenant les fonds, l'autre les murailles et le pont; l'épontillage, qui doit être très puissant, ces navires n'ayant qu'un pont complet, coupé transversalement par de nombreux panneaux, ce qui conduit à surépaissir les tôles gouttières du pont, et celles placées sur les barres sèches. Il fait remarquer que, ces navires étant cylindriques sur $\frac{60}{100}$ environ de leur longueur, toutes les pièces de cette partie se répètent uniformément, et peuvent être travaillées sur les mêmes gabarits, ce qui accélère grandement la construction, et la rend très économique. Enfin, il donne quelques renseignements sur les dimensions principales de l'appareil moteur.

M. le Président dit qu'il croit être l'interprète des sentiments de l'Assemblée, en adressant à M. W.-F. Durand l'expression de la satisfaction avec laquelle elle voit ses membres des États-Unis d'Amérique s'associer à ses études, et lui envoyer le fruit de leurs travaux.

M. Hart donne lecture de son mémoire.

Les turbines à vapeur, et spécialement les turbines Parsons. Leur application à la propulsion des navires;

Par M. Hart,
Ingénieur au Chemin de fer du Nord.

Après un exposé historique des tentatives faites depuis plus de 110 ans pour créer des turbines à vapeur, l'auteur résume la théorie de leur fonctionnement, indique leur division en deux classes, les turbines à action et les turbines à réaction, et discute les avantages et les inconvénients de chacune de ces catégories.

Il fait ensuite l'historique des tentatives faites depuis 1884 par M. Parsons, pour créer le type de turbines auquel il a attaché son nom, donne la liste des navires à turbines construits, ou en construction. et décrit dans tous leurs détails les différents types de turbines Parsons. Il donne les résultats des essais de la *Turbinia*, du *Viper*, du *Cobra*, du *King-Edward*, de la *Queen-Alexandra;* discute la question de la cavitation, de la marche arrière, de l'action gyroscopique, et enfin établit les nombreux avantages que présentent les turbines pour la propulsion des navires, tout en signalant les quelques difficultés que présente leur emploi.

Après avoir lu son mémoire, M. Hart adresse ses remercîments à MM. Denny, Parsons, Brown-Boveri, qui lui ont facilité sa tâche, en lui permettant de prendre connaissance de leurs résultats d'expériences. L'auteur est heureux de constater quel bon accueil et quelle largeur de vues il a rencontrés auprès de ces constructeurs.

Avant la discussion qui suit, M. Brosser donne lecture de son mémoire sur la consommation des turbines.

Étude sur la consommation des turbines à vapeur, application aux navires à grande vitesse;

Par M. Brosser,
Ingénieur en chef de la Marine.

L'auteur établit sommairement les lois qui régissent la consommation de vapeur des turbines, en fonction de la charge, respectivement dans les deux cas de l'application à la conduite des dynamos et des hélices. Pour ce dernier cas, particulièrement, l'auteur expose ses idées personnelles sur l'avenir des navires à grande vitesse, et montre par un exemple l'économie importante qui résulterait de la substitution des turbines a vapeur aux machines actuelles à piston.

Des observations sont ensuite échangées entre MM. Rateau, Hart, Daymard et Soliani. M. Rateau rappelle ses propres études et ses expériences; il

donne les caractéristiques de ses appareils et critique certains chiffres de M. Hart.

Celui-ci répond que ses chiffres sont applicables aux turbines Parsons, et qu'il serait heureux de voir les turbines Rateau donner des résultats encore meilleurs.

M. Daymard est heureux de constater que bientôt un navire a turbines va entrer en service entre Douvres et Calais; on pourra peut-être ainsi obtenir des chiffres et des résultats industriels.

M. Soliani rappelle qu'il s'est documenté dans le but d'appliquer les turbines à la propulsion des navires. Des études auxquelles il s'est livré, et des diverses réponses qui lui ont été faites par les constructeurs, il a tiré cette conclusion, que les turbines n'offraient aucun avantage pour des puissances égales ou inférieures à 2400^{chx}. Il n'a trouvé en particulier pour cette puissance aucune réduction de poids par rapport aux machines marines ordinaires.

M. Normand termine la discussion en adressant des remercîments très chaleureux à M. Hart, pour sa belle étude si intéressante, et tout à fait remarquable entre les mémoires de cette Session. Il s'associe aux observations de M. Daymard, et espère que les expériences faites bientôt en Manche donneront des résultats favorables.

M. Normand remercie également M. Brosser.

M. Lelong donne lecture de son mémoire.

Étude sur les appareils de condensation des machines marines;

Par M. Lelong,
Ingénieur principal de la Marine.

M. Lelong examine d'abord quelle est l'origine de la contre-pression dans le cylindre à basse pression, signale l'influence des coudes brusques du tuyau d'évacuation, et des recouvrements à l'évacuation, qui doivent être choisis très faibles; enfin il indique des règles rationnelles pour établir les sections des orifices et du tuyau d'échappement. Il examine ensuite les dispositions du condenseur et de la pompe à air, et émet l'opinion que les pompes à air ont souvent des dimensions inutilement grandes, et qu'il y aurait, à divers points de vue, avantage à adopter des pompes sans arbre.

Passant à l'examen de la pompe de circulation, M. Lelong étudie les pertes de charge dues au passage de l'eau dans le condenseur, aux coudes dans les tuyaux, etc. Il signale les avantages qui résulteraient dans bien des cas de l'indépendance de la pompe à air et de la pompe de circulation, lesquelles sont soumises à des régimes très différents.

Enfin il examine les diverses manières de relier les appareils de condensation aux machines principales; il conclut en admettant qu'il y a avantage à fractionner les appareils

de condensation, et donne un dispositif adapté aux croiseurs type *Montcalm*. Il y a pour chaque machine deux condenseurs, dont chacun peut être isolé; la circulation est assurée par deux pompes refoulant dans un même collecteur, qui distribue l'eau à tous les condenseurs. Cette disposition permet la suppression des condenseurs auxiliaires.

M. le Président remercie M. Lelong de la communication de son intéressante contribution à l'étude de la condensation dans les machines marines.

M. Ravier donne lecture de son mémoire.

Sur les bateaux porte-trains;

par M. L. Ravier,
Ancien Ingénieur du Génie maritime.

L'auteur passe en revue les nombreux dispositifs projetés ou employés, depuis le milieu du XIXe siècle, pour faire franchir aux trains soit des fleuves, soit des bras de mer plus ou moins larges, en Angleterre, en Danemark, en Italie, aux États-Unis, etc. Il en indique les dispositions générales, à roues ou à hélices; il signale le cas des porte-trains remorqués; il examine le renforcement des ponts, le spardeck au-dessus des wagons, les divers modes de fixation des wagons, la stabilité; il décrit d'une façon détaillée les divers modes d'embarquement qui ont été adoptés, et qui varient suivant l'importance des marées au point considéré, les divers procédés employés pour assurer l'accostage du navire.

M. Ravier fait ensuite l'énumération des divers projets de service de vapeurs porte-trains, étudiés pour le service Douvres-Calais, et indique les circonstances qui ont empêché leur réalisation, et signale enfin la demande en concession de MM. Giros et Loucheur, Ingénieurs civils, actuellement en cours d'examen, dont il est le collaborateur.

De nombreuses photographies de bateaux porte-trains existants et une table de leurs données principales sont jointes à ce mémoire.

M. Normand demande à M. Ravier pourquoi, parmi les installations dont il nous a donné la description, on ne voit pas figurer le sas, qui n'est qu'un élévateur hydraulique très simple, et qui permettrait même de conserver au bateau porte-trains, au moment du chargement, une hauteur constante, dans les mortes et les vives eaux. L'emploi de pompes d'une puissance très modérée suffirait pour atteindre ce résultat.

En outre des lignes citées par M. Ravier, M. Turgan rappelle la ligne Stavoren-Enkuisen, qui fonctionne en Hollande à l'entrée du Zuidersée, et qui assure un véritable service maritime.

M. Pollard donne lecture du mémoire de M. Van Meerten, et développe les idées émises par cet ingénieur.

Études hydrodynamiques. Application de la théorie de la source et du puits. Extension à trois dimensions;

Par M. Van Meerten,
Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, en retraite.

Se fondant sur l'étude publiée par M. Taylor, Ingénieur de la Marine des États-Unis, dans le Volume XXXV des *Transactions of the Institution of Naval Architects*, et sur les travaux antérieurs de W.-J. Macquorn Rankine, M. Van Meerten assimile l'afflux d'eau à l'avant du navire à une source qui jaillirait à l'avant, et la dépression qui se produit à l'arrière à un puits qui absorberait l'eau.

Au moyen d'une construction empruntée à Clerk Maxwell, il établit la trajectoire que prennent les filets liquides dans divers cas simples, cas d'une mer de profondeur infinie, d'une mer de profondeur finie, cas d'une fente horizontale, par laquelle l'eau est forcée de s'écouler.

Il termine en exprimant le souhait que la méthode qu'il indique soit développée, et que les procédés analytiques viennent, en ce qui concerne la résistance des carènes, remplacer les procédés expérimentaux et empiriques.

M. le Président adresse à M. Van Meerten tous les remercîments de l'Assemblée, aux travaux de laquelle, de bien loin, il a tenu à prendre part, et remercie M. Pollard du savant commentaire qu'il a donné de ce travail.

La séance est levée à 4h.

SÉANCES DU 6 MAI.

Séance du matin.

Présidence de MM. Bertin et Daymard.

M. Berlhe de Berlhe donne lecture de son mémoire.

Note sur la construction et l'échantillonnage des navires destinés à la navigation intérieure;

Par M. Berlhe de Berlhe,
Ingénieur du Bureau Veritas.

L'auteur fait un exposé sommaire des principes sur lesquels a été basée la réglementation établie récemment par le Bureau Veritas pour les navires de rivière. Il indique les résultats

très différents auxquels on est conduit pour les navires à passagers, les chalands pour les marchandises de poids moyen, et ceux destinés au transport des matières lourdes.

Il fait ensuite la description sommaire des différentes catégories de bateaux de rivière, classés d'après leur tirant d'eau, et indique les principaux dispositifs d'hélice sous voûte adoptés par divers constructeurs.

Enfin il décrit les divers moyens employés pour assurer une solidité suffisante à ces coques de peu de profondeur.

Au cours de la lecture de ce mémoire, M. Normand fils fait fonctionner l'appareil que M. Yarrow a bien voulu confier à l'Association Technique Maritime, lequel fait voir nettement les phénomènes qui se passent dans un bateau à faible tirant d'eau, dont l'hélice est sous voûte. L'appareil de M. Yarrow est tout spécialement disposé pour montrer l'influence d'une voûte mobile brevetée par lui.

M. le Président adresse à M. Berlhe de Berlhe les remerciements de l'assemblée, pour son intéressante communication.

Il remercie également M. Yarrow, qui a bien voulu nous faire parvenir son appareil de démonstration, et M. Normand fils, qui l'a fait fonctionner.

M. Pollard donne lecture du mémoire de M. Scribanti.

Quelques remarques sur un sujet des points d'indifférence sur l'assiette dans les navires;

Par M. Scribanti,
Ingénieur du Génie naval Italien,
Professeur à l'École Royale Navale Supérieure de Gênes.

Se plaçant à un point de vue plus général que ses devanciers, M. Scribanti cherche à étendre la conception des points connus dans la théorie du navire sous le nom de points d'indifférence sur le tirant d'eau, à la suite d'une adjonction ou d'une suppression de poids.

Tandis qu'on se borne habituellement à définir les points principaux d'indifférence dont la portée ne dépasse pas le simple cas théorique d'un poids infiniment petit, ajouté ou retranché dans le plan diamétral du navire, à la flottaison, M. Scribanti, dans la première partie de son mémoire, établit des formules valables pour des poids fixés, et des points d'application quelconques. Il arrive à établir pour chaque carène, dans un état donné de chargement, la conception non plus de deux points, mais celle, plus complète, de deux régions d'indifférence, limitées chacune par deux plans transversaux obliques. On pourrait opérer dans une certaine mesure des variations de poids à l'intérieur d'une de ces régions, sans faire varier le tirant d'eau de l'une des perpendiculaires.

Dans une seconde partie, l'auteur établit une relation entre le point de la flottaison où l'on ajoute un poids et le plan transversal dont l'immersion est invariable; pour toute

adjonction ou soustraction faite dans le plan diamétral, cette relation est de forme involutive, relativement à l'ellipse d'inertie de la flottaison.

L'auteur passe au cas plus général de l'addition d'un poids faible à un endroit quelconque du navire; s'appuyant sur des propositions bien connues de la mécanique métacentrique, il démontre que pour tout point d'addition il existe un axe de pivotement du navire, au-dessous duquel l'immersion reste invariable, le point d'adjonction et l'axe de pivotement étant liés entre eux par une loi de correspondance entre pôle et antipolaire par rapport à une ellipse particulière.

En résumé, M. Scribanti arrive ainsi, pour les points d'adjonction et les axes de pivotement des navires, à une relation harmonique, tout à fait analogue à celle que l'on sait exister dans la résistance des matériaux entre le point d'application d'une force et l'axe neutre. Puis, abandonnant la rigueur mathématique absolue, il assimile les questions d'adjonction de poids à bord à des questions analogues d'élasticité élémentaire.

M. le Président adresse à M. Scribanti tous les remercîments de l'Assemblée pour son savant travail, qui rend un compte exact d'une intéressante théorie, et que le commentaire de M. Pollard a contribué à mettre en valeur.

Il est donné lecture du mémoire de M. de Maupeou.

Les théories du choc et l'expérience;

Par M. le Comte de Maupeou d'Ableiges,
Directeur du Génie maritime.

L'auteur commence par résumer les théories relatives au choc des corps, en précisant ce qui caractérise chacune d'elles.

La *théorie classique,* toujours formulée en termes un peu vagues, applique les théorèmes généraux de la Mécanique, sans entrer dans aucun détail. Elle ne tient pas compte du temps nécessaire à la transmission des effets du choc au travers de la matière, ce qui revient à supposer que la vélocité des pressions et des déformations est infinie, ou à admettre que les solides sont indéformables.

C'est donc en réalité la théorie du choc de deux solides invariables, séparés par un ressort sans masse.

La *théorie nouvelle* est plus précise, et serre de plus près le phénomène; elle s'applique à deux cylindres homogènes de même diamètre, et montre la matière se comprimant de proche en proche, en vertu de son élasticité, puis se détendant de même; mais elle suppose les corps élastiques dans toutes leurs parties, et néglige l'influence de la couche superficielle.

Il n'est pas étonnant que, étant établies dans des conditions aussi différentes, les deux théories ne conduisent pas aux mêmes résultats, lorsque les deux corps ne sont pas identiques.

Pour être fixé sur la manière dont les solides naturels se comportent au choc, il convenait d'avoir recours à l'expérience; M. Voigt l'a fait avec beaucoup de soin, mais en employant des barres courtes et animées de faibles vitesses. Les essais ont montré que, plus la vitesse relevée est faible, plus les résultats sont conformes à la théorie classique,

et que plus elle augmente, plus ils se rapprochent des indications de la théorie nouvelle.

La surface des solides naturels se trouve dans des conditions spéciales de tension, et paraît enveloppée par une couche mince d'air condensé; le tout forme, autour du solide proprement dit, une sorte de tampon de choc, beaucoup plus élastique que le solide lui-même. La forme et l'état des surfaces peuvent d'ailleurs augmenter leur élasticité, et, par suite, celle du tampon de choc.

On conçoit, par ce qui précède, que la rencontre de deux solides naturels donne lieu à un phénomène complexe. Si le choc est très faible, la couche superficielle, qui agit la première, peut l'amortir, et alors son action est prépondérante; les résultats sont conformes à la théorie classique. Plus l'intensité du choc augmente, plus son effet se fait sentir sur le corps lui-même, dont l'élasticité intervient de plus en plus, tandis que l'action de la couche superficielle est de moins en moins sensible, si bien qu'elle finit par être négligeable lorsque le choc est assez violent.

En terminant, l'auteur signale l'importance de la théorie du choc, qui est la base de la théorie cinétique de la matière. Il voudrait que de nouveaux essais fussent entrepris, en faisant varier la vitesse relative et la longueur des barres dans des limites beaucoup plus étendues.

M. le Président adresse à M. de Maupeou toutes ses félicitations pour cet important travail qui complète d'une façon si intéressante les importantes recherches sur l'action des forces sur les solides, qui ont été exposées par lui dans la Session de 1902.

Il est donné lecture du mémoire de M. Bassetti.

Formules pour l'établissement d'un projet de cargo-boat;

Par M. Alex. Bassetti,
Ingénieur civil des Constructions navales.

Les principales caractéristiques d'un projet de coque ou de machine, répondant à certaines conditions fixées à l'avance, ne peuvent être arrêtées, en général, qu'à la suite de tâtonnements plus ou moins longs; en outre, si, à la fin du travail, on est amené à modifier l'une des données, du fait de ce changement toute la série des tâtonnements est à recommencer.

Ce travail ingrat pourrait être évité, si l'on possédait des formules permettant de calculer directement les inconnues du problème en fonction des données.

Le mémoire de M. Bassetti a pour objet d'indiquer des relations entre les principales caractéristiques d'un cargo-boat.

Quelques-unes de ces caractéristiques étant choisies arbitrairement, toutes les autres s'en déduiront sans difficulté, grâce aux formules proposées.

Si, par exemple, on fixe le port en lourd, la vitesse, la distance franchissable et la pression de régime, les formules permettent de calculer la longueur, la largeur, le creux, le tirant d'eau en charge, la puissance de machine, les diamètres des cylindres, la course des pistons, le nombre de tours, le poids du charbon à embarquer et le volume des soutes à charbon.

On pourra également se servir des formules pour discuter *a priori* les données du problème.

Ces formules, qui ne sont en réalité que des relations de similitude, ont été établies au moyen des caractéristiques de 170 coques, et de 122 machines de cargo-boats, construits en Angleterre, en Écosse et en Irlande en 1901 et 1902.

M. Normand. — Ainsi que M. Bassetti a bien voulu le rappeler, j'ai indiqué le premier la méthode dont il nous donne une application aux cargo-boats, pour la détermination des éléments d'un projet de navire.

Cette méthode conserve toute sa valeur quand on traite une question générale de construction navale, et qu'on recherche par exemple le coût de la vitesse ou du rayon d'action; mais j'ai reconnu depuis longtemps, que, pour l'établissement d'un projet, il était beaucoup plus sûr et plus exact de prendre pour base de calcul un bâtiment existant, et de rechercher les différences que le programme nouveau doit y apporter, au moyen du coefficient de variation de déplacement que j'ai donné en 1885. Les erreurs que l'on peut commettre sont toujours moindres sur des différences que sur des grandeurs absolues.

M. le Président adresse à M. Bassetti les remercîments de l'Assemblée pour son intéressant travail.

A la fin de la réunion, M. Hart demande la parole pour compléter par quelques mots son mémoire, relativement à l'abaissement considérable de la vitesse périphérique dans les turbines. Il complétera son mémoire dans ce sens, pour la rédaction définitive du Bulletin.

La séance est levée à midi.

Séance du soir.

Présidence de MM. Bertin et Normand.

La séance est ouverte à $2^h 30^m$.

M. Duchesne donne lecture de son mémoire.

Contribution à l'amélioration des générateurs marins à tubes d'eau;

Par M. Duchesne,
Ingénieur.

L'auteur rappelle que les principaux types de chaudières sont les types :

Belleville et dérivés,
Du Temple et dérivés,
Field et dérivés,
Collet et dérivés,
Oriolle et dérivés.

Chacune de ces chaudières a des qualités propres, dont l'ensemble formerait le générateur idéal.

Il expose qu'il ressort des essais les plus récents, qu'il y a nécessité, tant pour éviter la détérioration des tubes, que pour s'opposer à tout dépôt, d'assurer de la manière la plus parfaite le renouvellement de l'eau dans les tubes des rangées inférieures, de créer pour eux une circulation pour ainsi dire forcée, obtenue par *l'alimentation individuelle des tubes des trois rangées inférieures.*

Il indique de quelle manière il a transformé une chaudière marine double, à retour de flamme, en générateur à tubes d'eau, qui jouit précisément des qualités rappelées plus haut.

Il signale comme avantages de cette chaudière : la liberté des dilatations, la facilité des nettoyages, les culasses qui terminent les tubes vaporisateurs étant placées du côté de la façade.

Les changements de tubes sont également très faciles, et les pas de vis des tubes, susp ectés à l'origine, se sont conservés absolument indemnes, bien que les corps des tubes aient subi des détériorations inévitables.

Les poids de ces chaudières sont un peu inférieurs à ceux des chaudières similaires, et la production un peu supérieure, les tubes restant plus facilement propres.

M. Laubeuf exprime la crainte que les tubes horizontaux, porteurs d'ajutages alimentaires, ne soient déplacés par le jeu des pompes, et ensuite que leur inspection ne soit difficile.

M. Duchesne répond que le cas a été prévu, et que des cales, butées contre la plaque tubulaire, maintiennent ces tubes dans une position invariable. Quant à leur visite, elle est facile par les alvéoles des tubes vaporisateurs ; au surplus, quand un générateur est accessible de l'arrière, les trois tubes horizontaux sont extérieurs, les ajutages seuls pénètrent dans la lame d'eau.

M. Hart dit qu'il est très difficile de nettoyer les tubes des chaudières d'Allest, et il ne voit pas comment on peut nettoyer les tubes du générateur Duchesne. Il pense, en outre, que le dévissage des tubes sera impossible. Il ne comprend pas, d'autre part, les ramonages du faisceau tubulaire.

M. Duchesne répond que, pour le nettoyage intérieur des tubes, il suffit de dévisser la culasse mobile en façade, et que dès lors les dépôts sont facilement enlevés. Les dévissages des tubes ont été jusqu'ici des plus faciles, et ils ont été effectués sur des tubes en place depuis 1898, avec des alternatives de marche et d'arrêt, *plus destructrices* qu'une marche continuelle ; d'ailleurs le mode de vissage adopté par lui, inconnu jusqu'ici, explique rigoureusement la bonne conservation des surfaces de portage. M. Duchesne présente des photographies à l'appui. Quant aux ramonages, il n'y en a pas de plus faciles, car des trous de 35^{mm} à 40^{mm} de diamètre sont percés entre les tubes sur la tôle avant ; on introduit la lance à vapeur par ces trous, et elle va ramoner la plaque tubulaire elle-même au besoin. Ces trous servent aussi à introduire de l'air dans le faisceau, pour compléter la combustion. Il servent encore à mettre en place des cylindres de terre réfractaire, ou des bouts de fer rond, entre les tubes, pour former des chicanes, dont on peut varier par le fait la position sans rien démolir.

M. Normand dit qu'il ne pense pas que ces introductions d'air soient efficaces, car les hydrocarbures ne se rallument pas ; dès lors l'air froid deviendrait plutôt nuisible.

M. Duchesne répond que ces ouvertures sont commandées par des registres, qu'il appelle *régulateurs de combustion,* et que les rentrées d'air n'ont pas pour but de rallumer les hydrocarbures, mais bien de les empêcher de s'éteindre ; ils leur fournissent de l'oxygène, à temps pour entretenir leur combustion, qui, au lieu d'aller se compléter dans la cheminée, qu'on voit parfois rougir, produit au contraire un effet tellement avantageux, qu'on voit le manomètre monter aussitôt que les registres sont ouverts ; il en résulte que les tubes du haut du faisceau travaillent mieux et, dès lors, le pourcentage de vaporisation obtenu par MM. Niclausse et Dugé de Bernonville, dans leurs remarquables expériences, change d'une façon notable, au grand béné-

fice de la vaporisation totale, puisque les tubes supérieurs profitent de la combustion prolongée des gaz.

M. Grille dit que les gaz doivent être brûlés dans le foyer.

M. Duchesne répond qu'il n'y a aucun avantage à cela, mais que, au contraire, comme il vient de le dire en répondant à M. Normand, il y a intérêt à ce que les tubes du haut se trouvent au milieu de gaz en combustion.

M. Bertin dit que la fumivorité s'obtient généralement à volonté.

M. Duchesne est de l'avis de M. Bertin, mais il fait observer que la fumivorité qu'il a visée n'est pas celle qui consiste à détruire la fumée, mais bien à la faire brûler au bénéfice de la combustion, ce à quoi il est arrivé d'une façon saisissante; on voit l'aiguille du manomètre remonter aussitôt que les registres régulateurs sont ouverts.

M. Hart fait remarquer que le nettoyage des tubes nécessite qu'on ouvre chacun d'eux.

M. Duchesne le reconnaît, mais ajoute que l'opération est si facile, qu'il serait coupable de ne pas prendre cette peine. Il ajoute que le générateur, qui produit la vapeur, mérite, au moins, autant de soins que la machine qui l'utilise.

M. Turgan dit que l'écoulement par les ajutages aura une faible vitesse.

M. Duchesne répond à M. Turgan que, sans fixer des chiffres, il pense que la circulation naturelle existant par le fait des retours d'eau latéraux, le flux d'eau alimentaire envoyé pulsativement par les pompes vient s'ajouter au flux naturel, et, par conséquent, dans tous les cas, améliorer la circulation. Il ajoute qu'il ne tient pas à une très grande rapidité de la circulation d'eau; le libre écoulement de la vapeur est bien plus désirable. Il pense que les grandes circulations sont la cause des entraînements d'eau aux machines.

M. Daymard exprime le désir de connaître quelques chiffres relatifs à ce générateur.

M. Duchesne répond qu'il a surtout cherché à faire quelque chose de pratique; il a voulu savoir si les objections qui lui ont été faites, notamment par M. Jules Niclausse, relativement aux joints vissés, ne pourraient l'obliger à modifier ces assemblages. Il a la satisfaction de reconnaître que ses craintes étaient exagérées. Quant aux chiffres demandés par M. Daymard, M. Duchesne demande à n'en donner qu'à la prochaine session, après des essais métho-

diques et complets, auxquels il espère que ses collègues voudront bien assister à l'occasion, et il les prie de ne pas lui ménager leurs critiques.

M. le Président remercie M. Duchesne de sa communication.

M. Beard du Dézert donne lecture de ses deux mémoires.

Réflexions sur l'importance tactique de la vitesse des cuirassés;

Par M. Beard du Dézert,
Enseigne de vaisseau.

L'auteur, tout en reconnaissant qu'en cas de rencontre de deux cuirassés de même tonnage, l'avantage doit rester au plus rapide, se demande s'il n'est pas plus conforme aux exigences économiques, de diviser le travail guerrier entre des navires très rapides et peu armés, d'une part, et des navires moins bons marcheurs, mais doués d'une force considérable, de l'autre.

Il fait ressortir que la vitesse d'une escadre étant celle du plus mauvais marcheur, on est obligé de reléguer dans des groupements secondaires des navires puissamment armés, mais qui ont été dépassés en vitesse, et que, malgré l'activité des constructions, l'escadre de première ligne est numériquement faible.

D'après l'auteur, toutes les opérations fructueuses à tenter contre le commerce ou le littoral de l'ennemi ne peuvent être conduites avantageusement, que par une nation maîtresse de la mer, d'où la raison d'être d'une flotte de ligne, composée de cuirassés puissamment armés et de croiseurs cuirassés rapides : les uns et les autres ont leur rôle tracé dans le combat. Mettant en parallèle le poids nécessaire pour une augmentation de vitesse avec la réduction d'artillerie qui y correspond, il se prononce, en ce qui concerne les cuirassés, pour un puissant armement, plutôt que pour un accroissement de la vitesse.

Utilisation du télégraphe sans fil. Navigation transatlantique. Abordages;

Par M. Beard du Dézert,
Enseigne de Vaisseau.

L'auteur, après avoir fait remarquer qu'actuellement seize grandes Compagnies transatlantiques lancent chaque semaine sur l'Océan quatorze navires rapides, et qu'un nombre égal de grands cargo-boats parcourent la même route entre la Manche et New-York, propose qu'on établisse une entente internationale, pour réglementer et échelonner les heures de départ, et que tous ces bâtiments soient pourvus d'appareils de télégraphie sans fil synchrones, leur permettant de communiquer entre eux.

De cette manière, les navires formeront d'un côté à l'autre de l'Atlantique une chaîne non interrompue, qui permettra le passage d'un courant continu de dépêches. Ils se trouveront ainsi constamment en communication avec la terre.

Il propose également l'emploi de la télégraphie sans fil pour signaler la présence d'un navire aux navires voisins, et éviter ainsi les collisions.

M. Daymard rappelle l'entente internationale intervenue au sujet de l'embarquement des appareils Marconi.

M. Normand. — M. Beard du Dézert nous parlait à l'instant de navires possédant des montres parfaitement réglées : cette phrase fait penser à une application nouvelle de la télégraphie sans fil, le réglage des montres. Cette opération est moins nécessaire qu'autrefois, grâce aux perfectionnements des chronomètres, et à l'accroissement des vitesses; elle est même inutile pour des navires tels que les paquebots de New-York, mais elle conserve une importance encore très grande pour les navires qui effectuent de longues traversées. Les voiliers ou vapeurs, qui reviennent du Pacifique en Manche, ou qui, partant de l'Extrême-Orient, doivent rentrer sans hésitation dans la mer Rouge, sont dans ce cas.

On a proposé autrefois de donner l'heure exacte aux navires qui atterrissent, au moyen de signaux phoniques sous-marins, mais ce signal, d'une portée très restreinte, exige, pour son application au réglage des montres, la connaissance de la position approchée du navire.

Il n'en est pas de même du signal que fournirait la télégraphie sans fil d'une portée de 300 milles aujourd'hui, d'une portée beaucoup plus grande demain.

Plusieurs fois par jour, quatre fois par exemple, l'heure internationale serait télégraphiée d'un certain nombre de stations. Des signes spéciaux, lancés à des intervalles de 1 seconde, par exemple, à l'imitation des éclipses de phares, éviteraient toute confusion avec les autres signaux sans fil, qui, avant peu de temps, traverseront l'atmosphère en tous sens.

M. le Président remercie M. Beard du Dézert de ses deux intéressantes communications.

M. Janet lit son mémoire.

Application de l'acétylène à l'éclairage des phares et bouées;

Par M. Armand Janet,
Ancien Ingénieur de la Marine.

L'auteur signale les difficultés qu'on a eu à vaincre pour créer des brûleurs d'acétylène, fournissant des flammes de grande puissance éclairante, les brûleurs en stéatite ne permettant pas de dépasser 60 bougies.

L'emploi de brûleurs à incandescence n'est possible que par une épuration préalable de l'acétylène, le débarrassant de toute trace de phosphore; le carbure de calcium contenant toujours un peu de phosphure de calcium, il en résulte que l'acétylène apporte avec lui de l'acide phosphorique, qui, quand le manchon se refroidit, forme, avec les substances ba-

siques qui le recouvrent, des phosphates, lesquels fondent à l'allumage suivant, et causent ainsi la destruction du manchon.

Grâce aux perfectionnements adoptés, on a réalisé des becs donnant jusqu'à 3500 bougies, essayés par le Service des Phares dans divers pays.

Ce mémoire est accompagné d'intéressantes démonstrations d'appareils.

M. le Président remercie M. Janet de sa communication.

Il est donné lecture du mémoire de M. Afonassief.

Vitesses progressives du navire;

Par M. B. Afonassief,
Sous-Inspecteur général des travaux mécaniques de la Marine Impériale Russe.

Continuant la série d'études qu'il a entreprises sur des relations empiriques permettant de calculer la vitesse des navires, M. B. Afonassief étudie la croissance des vitesses des navires avec la puissance indiquée. Il établit une relation entre les rapports de la puissance indiquée et de la vitesse à la puissance maximum et la vitesse correspondante. Les constantes de cette relation tiennent compte du rapport de la longueur à la largeur du navire, et de celui du tirant d'eau à la profondeur d'eau sur la base.

Cette relation est mise sous forme de courbe ou de tableau à double entrée, et l'auteur vérifie son exactitude en rapprochant les résultats observés de ceux calculés pour divers navires de proportions assez différentes, le croiseur Danois *Hecla*, les cuirassés russes *Général Apraxine* et *Poltava*, les croiseurs Russes *Svetlana* et *Vitiase*, le torpilleur Russe *Bercoute* et le brise-glace *Ermack*.

M. le Président adresse à M. Afonassief les remercîments de l'Assemblée.

La Séance est levée à $3^h 30^m$.

DISCOURS

PRONONCÉS AUX

FUNÉRAILLES DE M. DE BUSSY,

PRÉSIDENT DE L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME.

DISCOURS DE M. EYNAUD,

Inspecteur général du Génie maritime.

Messieurs,

M. de Bussy, dont la modestie égalait le mérite, n'a pas voulu, autour de son cercueil, les honneurs militaires auxquels il avait droit, mais nous ne pouvons nous séparer, sans que des voix amies lui adressent un dernier adieu, et rappellent les principaux traits de sa longue vie de travail et de foi. Certes, messieurs, en prononçant ce mot, je pense d'abord à cette foi chrétienne dont il était pénétré, et qu'il tenait à honneur de professer hautement : elle a fait l'unité de sa vie et la sérénité de ses derniers jours. Mais je pense aussi que dans un autre ordre d'idées, dans les questions scientifiques et professionnelles, M. de Bussy fut encore un homme de foi, c'est-à-dire un homme remarquable par la fixité des principes, par l'ardeur des convictions; jamais il ne se laissa entraîner par quelqu'une de ces idées, séduisantes par leur originalité et leur éclat, mais qui, insuffisamment mûries, peuvent être grosses de dangers et de mécomptes; certes, il n'était pas indifférent aux idées nouvelles : son intelligence était assez vive, son esprit assez inventif pour que, sans rien emprunter à personne, il n'eût qu'à puiser dans son propre fonds; mais, à l'origine de tous ses travaux, nous trouvons toujours des études approfondies, des calculs laborieux, une critique sévère; ce fut l'origine de ses succès.

Entré à l'École Polytechnique en 1842, ingénieur en 1846, M. de Bussy ne tarda pas à prendre goût à sa nouvelle carrière, particulièrement à l'étude des machines à vapeur marines, alors dans leur enfance. Dès 1850, embarqué sur la *Pomone,* qui subit une avarie grave dans sa traversée de Toulon à Montevideo, il fut mis à même de faire ses preuves, et la manière habile, dont il

dirigea la réparation, lui valut un témoignage officiel de satisfaction du ministre; c'était un heureux début.

Rentré en France après une pénible campagne de deux ans, il occupa divers postes de son grade à Orléans, à Cosne, enfin à Lorient, où devait s'écouler la plus grande partie de sa carrière. C'était alors l'époque bien connue où les constructions navales de France étaient pour ainsi dire incarnées dans la haute personnalité de M. Dupuy de Lôme, et où les jeunes ingénieurs restaient volontiers dans l'ombre. Ce temps ne fut pas perdu pour M. de Bussy; son long séjour aux forges de la Chaussade lui permit de développer largement ses connaissances métallurgiques; à Lorient, dans la construction d'un petit bâtiment, le *Port-Louis,* dont il avait fait tous les plans, il donna la mesure de la souplesse de son esprit, et de la précision de son travail. Entre temps, possédant à fond la langue Anglaise, il se tenait au courant de tous les progrès de l'étranger; il accumulait ainsi des matériaux; il lui fallait l'occasion de les mettre en œuvre; elle se fit attendre longtemps, et il approchait de la cinquantaine quand elle se présenta; heureusement il n'était pas trop tard.

En 1871, la France avait une belle flotte cuirassée, mais presque toute en bois, et par conséquent condamnée à une disparition prochaine; il fallait prévoir la flotte de l'avenir; le grand maître n'était plus là, et le ministre faisait un large appel aux initiatives individuelles; le champ était ouvert, et M. de Bussy était admirablement préparé pour y prendre sa place; il n'y manqua pas; ses plans furent remarqués, et on lui dut entre autres ceux de trois magnifiques cuirassés, dont le plus bel éloge est de dire qu'après trente ans, ils occupent encore un rang honorable parmi nos unités de combat. Mais l'œuvre principale de M. de Bussy, celle à laquelle son nom demeure attaché, c'est l'introduction de l'acier dans la construction. Après tant d'années, on ne se rend pas compte tout d'abord de la difficulté de cette entreprise; pour l'apprécier, il faut y avoir été mêlé. Ce n'est pas qu'il y eût contre cette innovation une opposition énergique, un parti pris d'hostilité ou d'obstruction; mais il n'en fallait pas moins, d'une part, éclairer et convaincre les chefs responsables, et les esprits qui, sans être pourtant timorés, éprouvaient quelque inquiétude en voyant ces échantillons d'une légèreté inusitée; la raison pouvait être satisfaite, mais l'œil était choqué ou au moins surpris, et le doute subsistait. D'autre part, l'industrie n'était pas encore en pleine possession de ses moyens; l'acier d'alors était un métal capricieux; son emploi exigeait de minutieuses précautions; les négliger, c'était s'exposer à des accidents, et obtenir d'un nombreux personnel ouvrier leur rigoureuse application, obligeait à une surveillance de tous les instants. Ce furent là quatre ou cinq années de rude labeur; maintes fois l'épreuve parut trop forte pour la santé délicate de M. de Bussy, maintes fois ses amis tremblèrent pour lui; mais son énergie le soutint; grâce aux soins attentifs de sa dévouée compagne, grâce au concours de zélés collaborateurs, dont l'un des plus fidèles est en face de moi, et peut confirmer mes paroles (M. Chaudoye), le but fut atteint, le succès fut

complet, et le nom de M. de Bussy acquit, à l'étranger autant et plus peut-être qu'en France, une légitime notoriété.

Il lui restait à parcourir les derniers échelons de sa carrière : nommé Directeur des Constructions navales en 1875, à Lorient même, il n'eut que plus d'autorité pour donner une vigoureuse impulsion à ces chantiers, qu'ingénieur il avait organisés. Appelé en 1880 à Paris, il y fut successivement directeur du Service de la Surveillance, membre du Conseil d'Amirauté, chef du Service technique, membre du Conseil des travaux, enfin Inspecteur général.

Dans ces différentes fonctions, il ne cessa de créer de nouveaux types, dont quelques-uns ont été justement remarqués; je ne les citerai pas tous, je nommerai seulement les avisos rapides, tels que le *Condor*, puis le *Surcouf*, où il résolut ce problème difficile d'enfermer un maximum de puissance sous un minimum de poids; les premiers croiseurs protégés, le *Davout* et le *Suchet*; enfin, son chef-d'œuvre, le *Dupuy-de-Lôme*, le prototype des croiseurs cuirassés, qui fit sensation partout où il parut, et qu'on a maintes fois regretté de n'avoir pas reproduit à de nombreux exemplaires. Avec des qualités diverses, tous ces plans eurent un mérite commun, la merveilleuse exactitude des prévisions, dont les promesses furent parfois dépassées, toujours remplies.

L'année 1888 marqua l'apogée de cette brillante carrière : M. l'Inspecteur général de Bussy fut fait grand-officier de la Légion d'honneur; la même année, l'Institut lui ouvrait ses portes. Nous savons tous qu'il fut particulièrement sensible à cette distinction; son zèle pour les travaux de la docte Compagnie, la sûreté de son jugement, l'aménité de ses rapports créèrent promptement entre ses collègues et lui des liens d'affectueuse estime, qui ne se sont jamais relâchés.

Mais l'inexorable limite d'âge approchait, et il ne pouvait se résoudre au repos; il préféra donc quitter quelques mois avant le terme fatal ce Génie maritime à qui il avait donné 45 ans de sa vie, et il porta au service d'une de nos principales compagnies de construction maritime le concours de son inlassable activité et de sa science consommée.

Puis encore, frappé des grands résultats obtenus en Angleterre par la Société des Naval Architects, il s'efforça de réaliser en France un groupement analogue de toutes les bonnes volontés; il fut l'un des fondateurs de l'Association Technique Maritime, dont il est demeuré jusqu'au dernier jour le dévoué et respecté président. Et cependant il poursuivait toujours les études de toute sa vie; cette année encore, les problèmes si variés et si complexes de l'architecture navale le passionnaient comme il y a trente ans; il les approfondissait et les résolvait avec la même sûreté de méthode, la même lucidité d'esprit; le temps paraissait n'avoir pas prise sur lui. Il avait ses joies : l'an dernier, il applaudissait aux brillants débuts de l'un de ses petits-fils dans la carrière maritime. Il avait aussi ses douleurs : plusieurs fois la mort avait

frappé près de lui, et tout récemment il déplorait la perte d'un gendre, à qui il avait voué une affection toute paternelle. Il y a quelques semaines, il fut atteint à son tour; des soins dévoués paraissaient avoir conjuré le mal, mais son heure était venue, et Dieu l'a rappelé à lui.

Adieu, cher monsieur de Bussy, nous espérons, nous devons espérer que vous avez reçu la récompense que vous avez toujours cherchée, et que, dans un monde meilleur, votre âme goûte le repos que vous n'avez pas voulu connaître sur la terre. Nous garderons votre souvenir, et nous offrons à votre compagne désolée, à votre vénérable frère, à vos enfants si cruellement éprouvés, le témoignage ému de notre profonde sympathie.

DISCOURS DE M. E. GUYOU,

Membre de l'Académie des Sciences.

MESSIEURS,

L'ingénieur éminent, le savant auquel j'ai la triste mission d'adresser, au nom de l'Académie des Sciences, un dernier adieu, appartenait depuis quinze ans à notre Compagnie, où ses talents et son caractère étaient l'objet d'une haute et spéciale estime.

Notre marine le comptait comme une de ses gloires; le corps entier des ingénieurs navals, en France comme à l'étranger, voyait en lui un maître incontesté.

L'Institution Anglaise des « Naval Architects », aussi célèbre par les hommes éminents qui en ont fait partie, que par les services considérables qu'elle a rendus à la science des constructions navales, lui avait déjà décerné le titre de Membre d'honneur, quand l'Académie, à son tour, l'appela dans son sein, pour y remplir, parmi les représentants des sciences nautiques, la place qu'avait laissée vacante la mort de Dupuy de Lôme.

De Bussy n'a pas eu, comme son illustre prédécesseur, l'heureuse fortune d'obtenir, au cours de sa longue carrière, de ces éclatants succès, retentissants par l'impression qu'ils font sur l'imagination du public; l'heure de ces grandes transformations, qui sont, en général, les conséquences de révolutions aussi profondes que celle qu'a causée, dans l'industrie navale, l'emploi de la vapeur, était passée quand de Bussy intervint. Mais son œuvre n'en a pas été moins considérable aux yeux des techniciens et des savants.

Comme Dupuy de Lôme, de Bussy a eu l'honneur de créer une flotte considérable par la puissance des navires, originale par la variété de ses types, remarquable par leur utilisation, et qui constitue encore, à l'heure actuelle, une portion imposante de nos forces navales.

Comme technicien, l'industrie navale lui doit la substitution de l'acier au fer dans la construction des navires. Ce n'est pas, qu'avant lui, divers constructeurs, séduits par les avantages considérables que permettrait de réaliser, au bénéfice des qualités militaires et nautiques, l'allégement des poids de coque, n'eussent tenté l'emploi de ce métal. Mais toutes les tentatives avaient échoué, par suite de la tendance de l'acier à devenir cassant, par la trempe qu'il prenait sous l'outil qui façonnait les tôles.

De Bussy, par une étude approfondie et minutieuse des causes de ces défauts, parvint à créer une technique nouvelle, qui livra au constructeur un métal remarquablement ductile, tout en lui laissant sa précieuse résistance.

C'est en 1871 que, certain du succès, il proposa d'appliquer l'acier à la construction des types, dont il venait de présenter et de faire agréer les plans. La première application fut faite sur le cuirassé la *Dévastation*.

L'Angleterre, qui, après plusieurs essais infructueux, avait dû renoncer à l'acier, adopta aussitôt les procédés de de Bussy, et fut bientôt suivie par toutes les puissances étrangères.

L'œuvre du savant est principalement représentée par les formes admirables que de Bussy dessinait pour ses différents types. Ce n'est pas qu'il ait jamais tenté de demander à la théorie pure la solution des problèmes complexes que soulève la création d'un navire. Très au courant des recherches scientifiques relatives à son art, il connaissait mieux que personne l'impuissance des sciences abstraites dans les questions de dynamique des navires. C'est aux lois révélées par l'expérience qu'il faisait uniquement appel. Il suivait avec une curiosité ardente toutes les études expérimentales faites en France et à l'étranger, et possédait sur toutes ces questions une érudition peu commune, même chez les constructeurs. Il en appliquait les résultats à ses projets, qui étaient, en quelque sorte, comme une savante et universelle synthèse de toutes les connaissances acquises.

Tous les détails de ses types étaient étudiés avec une scrupuleuse minutie, et contrôlés par des calculs précis et considérables. Aussi eut-il, au cours de sa carrière, le rare privilège de ne jamais subir de déceptions. Toujours, quand ses projets étaient réalisés, ses promesses, sinon ses espérances, étaient dépassées.

L'art naval doit aussi à de Bussy l'idée et la première réalisation de l'application de trois hélices à la propulsion des navires de combat. Guidé par la connaissance intime qu'il possédait des trajets des filets d'eau le long des carènes et dans les tourbillons de l'hélice, il pressentait que ces trois propulseurs, relativement plus immergés que les deux hélices latérales alors en usage, donneraient une utilisation encore meilleure, tout en étant mieux

abrités contre les coups de l'ennemi, et en augmentant la sécurité par la dispersion de la puissance motrice sur trois machines indépendantes. Mais son esprit méthodique et sûr n'aimait pas à s'en remettre à de simples conjectures, si fondées qu'elles pussent lui paraître. Il fit, pour s'éclairer, construire à Lorient un petit navire, auquel il donna les formes qu'il projetait pour son nouveau type, et procéda à des expériences comparatives d'utilisation de deux ou de trois hélices. Les résultats ayant confirmé ses prévisions, il appliqua son idée au croiseur cuirassé de 7000 tonnes, *le Dupuy-de-Lôme*.

Ce beau croiseur, chef-d'œuvre de sa carrière de constructeur, aussi remarquable par son utilisation, que par la distribution de sa puissance offensive et défensive, après avoir conquis les suffrages unanimes de nos marins, faisait, peu de temps après, à Kiel, l'objet d'une admiration sans réserve de toutes les autorités maritimes des puissances qui s'étaient fait représenter à l'inauguration du canal Allemand.

Les œuvres de l'ingénieur naval, malgré la science et l'art qui y sont accumulés, sont, par leur nature même, des œuvres éphémères. Le *Dupuy-de-Lôme*, les cuirassés, les contre-torpilleurs, fruits de sa belle intelligence et de sa science, qui figurent encore aujourd'hui dans les rangs de nos escadres, sont destinés à disparaître à une époque plus ou moins prochaine. Les progrès qu'a réalisés chacune de ses créations seront incorporés plus tard comme travaux impersonnels dans de nouveaux types plus en rapport avec de nouveaux besoins. La technique nouvelle qu'a créée de Bussy, pour discipliner entre les mains du constructeur ce métal indocile qu'était l'acier, subira elle-même des perfectionnements, sous lesquels sera ensevelie l'œuvre primitive du fondateur.

Mais, alors même que les témoins de son talent auront disparu, l'histoire de l'industrie navale maintiendra le nom de de Bussy à côté de celui de Dupuy de Lôme, parmi ceux des hommes éminents, auxquels les constructions navales auront dû leurs plus importants progrès.

Puisse l'hommage rendu par l'Académie à l'un de ses membres, dont la grande réputation, plus grande à l'étranger que chez nous-mêmes, a contribué à son éclat, adoucir la profonde douleur de sa famille si cruellement éprouvée aujourd'hui.

DISCOURS DE M. DAYMARD,

Vice-Président de l'Association Technique Maritime.

Mesdames, Messieurs,

Au nom de l'Association Technique Maritime, dont M. de Bussy était le Président, je viens me faire l'interprète des sentiments de regrets et d'affliction déjà exprimés depuis que la triste nouvelle de sa mort nous est parvenue, par tous ceux de nos collègues que j'ai pu voir, et qui seront partagés par l'Association tout entière.

En 1888, quelques personnalités du monde maritime, armateurs, marins, constructeurs, représentants des compagnies d'assurances, qui étaient au courant des services rendus en Angleterre, depuis plus de vingt-cinq ans déjà, par la Société des « Naval Architects », avaient eu l'idée de fonder en France une Institution analogue, et l'honorable amiral Thomasset avait accepté la présidence d'un comité d'organisation. Lorsque, à la suite du succès de cette initiative, la société naissante eut à choisir un Président définitif, c'est à M. de Bussy qu'elle pensa immédiatement.

M. de Bussy fut aisément convaincu de l'intérêt qu'il y aurait pour notre pays, à ce que, dans une société, ouverte à tous les hommes compétents, on pût traiter et discuter les questions générales, et plus spécialement les questions de construction, intéressant à la fois la marine militaire et la marine de commerce. Aussi, malgré sa modestie et son peu de goût à se mettre en avant, il accepta sans hésitation, et comme un devoir, la présidence pour laquelle il se trouvait tout désigné.

Il était alors Inspecteur général du Génie maritime; il avait acquis une grande notoriété par ses beaux travaux au port de Lorient, grâce auxquels il avait rendu tout à fait pratique l'emploi de l'acier dans les constructions navales; et il avait, en outre, déjà réalisé ses plus belles créations comme types de navires, qui tiendront une place si importante dans l'histoire du matériel naval, depuis son vaisseau cuirassé le *Redoutable,* en 1876, et en passant par de nombreux types de garde-côtes, torpilleurs, croiseurs, etc., jusqu'à son croiseur protégé le *Dupuy-de-Lôme,* en 1887, avec lequel, inaugurant l'emploi des trois hélices, il avait obtenu un si brillant succès, non seulement au point de vue de la vitesse, mais aussi au point de vue des qualités nautiques, et à tous égards d'ailleurs.

Le nom justement célèbre et respecté de M. de Bussy fut un drapeau pour l'Institution nouvelle. Ses conseils éclairés contribuèrent à lui donner une direction conforme au génie Français, en faisant porter ses travaux à la fois sur les questions de machines, et sur celles de la construction des navires eux-

mêmes. Se souvenant que nous étions dans le pays qui a produit les Bouguer, les Charles Dupin, en même temps que les Sané et les Dupuy de Lôme, pour ne citer que les noms des plus illustres parmi les savants et les architectes navals, il encouragea aussi bien les travaux et les mémoires concernant la théorie du navire ou des machines, que ceux se rapportant à la pratique et au perfectionnement des procédés d'exécution.

Exerçant sa présidence avec autant de simplicité que de bonté, il contribua largement, par sa prudence toujours en éveil, à vaincre les difficultés de tous genres, qui se présentent forcément dans la fondation d'une association comme la nôtre, et à assurer la situation matérielle nécessaire à son maintien.

La question des ressources indispensables l'avait longtemps préoccupé. Il a eu la satisfaction, depuis quelques années déjà, grâce aux mesures inspirées par son expérience, grâce aussi au concours si actif de notre dévoué secrétaire général, et à l'aide d'un généreux donateur, de voir à cet égard toutes ses craintes écartées, et la vitalité de l'Institution pleinement assurée.

Jusqu'à ces derniers temps, M. de Bussy avait présidé avec une assiduité et un dévouement à toute épreuve, aussi bien les séances des Comités que les Assemblées générales. Dans plusieurs circonstances, il n'avait pas hésité à consacrer une partie de son temps si précieux à des démarches auprès des pouvoirs publics pour le bien et pour le développement de l'Association.

Il avait, malgré son grand âge, souvent représenté notre Institution à l'étranger, où, tout autant qu'en France, il était hautement apprécié et respecté.

Malgré les atteintes récemment subies par sa santé, il n'a jamais cessé de s'intéresser à nos travaux. Il y a quelques jours à peine, même après la grave opération qu'il avait dû subir, et en exprimant le regret de ne pouvoir présider la session prochaine, il annonçait son intention d'y adresser une communication.

Tous les membres de l'Association, et plus particulièrement ceux qui le voyaient de plus près, l'aimaient et le vénéraient; ils déplorent sa perte, et ils adressent à Mme de Bussy, à ses enfants et à ses petits enfants, à toute sa famille, si grandement éprouvée par les deux grands deuils dont elle vient d'être frappée en quelques jours, l'expression de leur profonde et respectueuse sympathie.

Les liens qui nous unissaient à M. de Bussy subsisteront d'ailleurs dans la personne de son petit-fils, cet officier, qui, jeune encore, a déjà fait ses preuves, qui marche comme tous les siens dans la voie de l'honneur et du travail, si dignement parcourue par son grand-père, et que l'Association Technique Maritime est heureuse de compter parmi ses membres et ses plus zélés collaborateurs.

Il contribuera, avec le souvenir toujours présent des services rendus par son aïeul, à perpétuer au sein de l'Institution la mémoire du nom vénéré de M. de Bussy.

QUELQUES REMARQUES

AU SUJET

DES POINTS D'INDIFFÉRENCE SUR L'ASSIETTE

DANS LES NAVIRES,

PAR M. SCRIBANTI,
Ingénieur du Génie naval Italien,
Professeur à l'École Royale Navale supérieure de Gênes.

En 1852 M. Krantz introduisit dans la théorie du navire la considération des points d'indifférence sur l'assiette, c'est-à-dire de deux points de la flottaison en lesquels on peut ajouter ou retrancher des poids très légers, sans pour cela modifier le tirant d'eau sur une des perpendiculaires extrêmes du navire. On fit d'abord quelques applications des propriétés de ces points, et l'on en déduisit des renseignements sur l'avantage ou l'inconvénient de certaines opérations en cas d'échouage sur étrave ou étambot; ensuite M. Pollard fit ressortir que de la position de ces points dépend aussi l'assiette que prend le navire flottant sur des liquides de différentes densités. Malgré cela, il faut avouer que le rôle des points d'indifférence est modeste dans le domaine de la pratique : c'est pourquoi, en essayant d'étendre leur conception un peu au delà des limites auquelles on s'était borné jusqu'à présent, je tiens moi-même à n'y attribuer qu'un intérêt de simple curiosité.

Dans mes recherches, je vais me placer successivement à deux points de vue différents.

I.

§ 1. Considérons un navire d'une longueur L entre perpendiculaires extrêmes, flottant librement, ayant I pour immersion moyenne, I_R et I_Y pour tirants d'eau extrêmes, P pour déplacement de carène, Φ pour déplacement par unité de hauteur, $\mathfrak{M}$ pour moment de différence d'assiette, ξ pour abscisse du centre de flottaison, mesurée positivement en arrière de la perpendicu-

laire milieu. Nous supposons posséder également les graphiques des calculs habituels pour les carènes droites parallèles à la carène actuelle.

Soit donc $\left\{\begin{array}{l}\text{ajouté}\\ \text{retranché}\end{array}\right.$ à bord un poids quelconque $\pm \Delta P$, grand ou petit, en un point ayant la cote z sur la ligne horizontale de base (que nous supposons passer par le pied de la perpendiculaire milieu), et la distance $\pm x \left\{\begin{array}{l}\text{en arrière}\\ \text{en avant}\end{array}\right.$ d'un plan transversal vertical de repère pour les abscisses des centres de flottaison, aussi bien que pour toute autre abscisse horizontale; pour fixer les idées, prenons comme repère le plan transversal milieu.

Les effets produits sur les tirants d'eau par ce remaniement de poids peuvent être conçus comme divisés en deux phases. Dans la première, l'effet du poids $\pm \Delta P$ se manifeste en produisant une variation $\left\{\begin{array}{l}+\Delta' I\\ -\Delta'' I\end{array}\right.$ dans l'immersion moyenne, qui était auparavant I, en donnant lieu à une flottaison parallèle, dont l'abscisse baricentrique est $\left\{\begin{array}{l}\xi'\\ \xi''\end{array}\right.$, différente en général de ξ, et enfin en engendrant une nouvelle carène droite, qui aura $\left\{\begin{array}{l}\mathfrak{D}'\\ \mathfrak{D}''\end{array}\right.$ pour déplacement par unité de hauteur, et $\left\{\begin{array}{l}\mathfrak{M}'\\ \mathfrak{M}''\end{array}\right.$ pour moment de différence d'assiette; bien entendu, tous ces nouveaux paramètres doivent être relevés sur les graphiques des résultats de calculs de carène droite.

Dans la seconde phase, l'effet du poids $\pm \Delta P$ se manifeste en produisant sur la nouvelle carène droite une variation $\left\{\begin{array}{l}d'\\ d''\end{array}\right.$ dans la différence des tirants d'eau, variation dont il nous est parfaitement permis de calculer la valeur et le signe par la méthode métacentrique, moyennant les relations

$$d' = \frac{+\Delta P(x-\xi')}{\mathfrak{M}' + \Delta P \dfrac{I+\Delta' I - z}{L}}, \qquad d'' = \frac{-\Delta P(x-\xi'')}{\mathfrak{M}'' - \Delta P \dfrac{I-\Delta'' I - z}{L}},$$

où, il faut le remarquer, les abscisses x, ξ', ξ'' doivent être prises avec leur vrai signe (+ en arrière du milieu), et les variations d'assiette d', d'' sont supposées positives ou négatives, selon qu'elles se manifestent avec prépondérance sur l'arrière ou sur l'avant.

Cependant, si les tirants d'eau initiaux étaient $I_{\mathfrak{R}}$ et $I_{\mathfrak{N}}$, leurs valeurs nouvelles seront, comme on le sait,

$$I'_{\mathfrak{R}} = I_{\mathfrak{R}} + \Delta' I + d' \frac{\frac{1}{2}L - \xi'}{L}, \qquad I'_{\mathfrak{N}} = I_{\mathfrak{N}} + \Delta' I - d' \frac{\frac{1}{2}L + \xi'}{L}$$

après l'embarquement, et elles seront

$$I''_{\mathfrak{R}} = I_{\mathfrak{R}} - \Delta'' I + d'' \frac{\frac{1}{2}L - \xi''}{L}, \qquad I''_{\mathfrak{N}} = I_{\mathfrak{N}} - \Delta'' I - d'' \frac{\frac{1}{2}L + \xi''}{L}$$

après le débarquement du poids. S'il existe dans le navire des points dans lesquels l'adjonction ou le retranchement du poids ΔP n'entraîne aucun changement dans les immersions extrêmes, ces points ne peuvent être que ceux fournis par les conditions

$$I'_{\mathfrak{R}} = I_{\mathfrak{R}}, \qquad I'_{\mathcal{N}} = I_{\mathcal{N}},$$
$$I''_{\mathfrak{R}} = I_{\mathfrak{R}}, \qquad I''_{\mathcal{N}} = I_{\mathcal{N}},$$

c'est-à-dire ceux dont les coordonnées x, z satisfont aux relations conditionnelles

$$(m) \qquad + \Delta' I + \frac{\Delta P(x - \xi')}{\mathfrak{M}' + \Delta P \dfrac{I + \Delta' I - z}{L}} \frac{L - 2\xi'}{2L} = 0,$$

$$(\mu) \qquad - \Delta'' I - \frac{\Delta P(x - \xi'')}{\mathfrak{M}'' - \Delta P \dfrac{I - \Delta'' I - z}{L}} \frac{L - 2\xi''}{2L} = 0,$$

$$(n) \qquad + \Delta' I - \frac{\Delta P(x - \xi')}{\mathfrak{M}' + \Delta P \dfrac{I + \Delta' I - z}{L}} \frac{L + 2\xi'}{2L} = 0,$$

$$(\nu) \qquad - \Delta'' I + \frac{\Delta P(x - \xi'')}{\mathfrak{M}'' + \Delta P \dfrac{I - \Delta'' I - z}{L}} \frac{L + 2\xi''}{2L} = 0.$$

Chacune de ces relations conditionnelles nous définit, comme on le voit aisément, la section droite d'un plan. Le poids $\Delta P \left\{ \begin{matrix} \text{ajouté} \\ \text{retranché} \end{matrix} \right.$ le long du plan $\left\{ \begin{matrix} m \\ \mu \end{matrix} \right.$ ne produit aucun changement sur le tirant d'eau arrière; le même poids $\left\{ \begin{matrix} \text{ajouté} \\ \text{retranché} \end{matrix} \right.$ le long du plan $\left\{ \begin{matrix} n \\ \nu \end{matrix} \right.$ n'altère pas le tirant d'eau avant. Les quatre plans que nous venons de considérer sont donc des plans d'indifférence sur l'assiette, chacun suivant son rôle.

Si l'on faisait $z = I$ dans les équations conditionnelles, on trouverait par suite les abscisses des points où les plans d'indifférence coupent la ligne d'eau primitive du navire; en effet, on trouve

$$x_m = \xi' - \frac{\Delta' I}{\Delta P}\left(\mathfrak{M}' + \frac{\Delta P . \Delta' I}{L}\right)\frac{2L}{L - 2\xi'}, \qquad x_n = \xi' + \frac{\Delta' I}{\Delta P}\left(\mathfrak{M}' + \frac{\Delta P . \Delta' I}{L}\right)\frac{2L}{L + 2\xi'},$$

$$x_\mu = \xi'' - \frac{\Delta'' I}{\Delta P}\left(\mathfrak{M}'' + \frac{\Delta P . \Delta'' I}{L}\right)\frac{2L}{L - 2\xi''}, \qquad x_\nu = \xi'' + \frac{\Delta'' I}{\Delta P}\left(\mathfrak{M}'' + \frac{\Delta P . \Delta'' I}{L}\right)\frac{2L}{L + 2\xi''}.$$

Ces valeurs démontrent que la rencontre de la flottaison primitive avec les plans d'indifférence sur l'immersion $\left\{ \begin{matrix} \text{arrière} \\ \text{avant} \end{matrix} \right.$ a lieu respectivement dans la région $\left\{ \begin{matrix} \text{avant} \\ \text{arrière} \end{matrix} \right.$ du navire.

De même les plans en question coupent le plan transversal milieu de repère en des points, dont on calculerait les ordonnées en faisant $x = 0$ dans les équations générales. On trouve immédiatement pour ces ordonnées

$$z_m = I + \Delta' I - \frac{\xi'}{\Delta' I}\frac{L - 2\xi'}{2} + \frac{\mathfrak{M}' L}{\Delta P}, \qquad z_n = I + \Delta' I - \frac{\xi'}{\Delta' I}\frac{L + 2\xi'}{2} + \frac{\mathfrak{M}' L}{\Delta P},$$

$$z_\mu = I - \Delta'' I + \frac{\xi''}{\Delta'' I}\frac{L - 2\xi''}{2} - \frac{\mathfrak{M}'' L}{\Delta P}, \qquad z_\nu = I - \Delta'' I + \frac{\xi''}{\Delta'' I}\frac{L + 2\xi''}{2} - \frac{\mathfrak{M}'' L}{\Delta P}.$$

Si, dans un cas particulier, on avait calculé par les formules ci-dessus les coordonnées des rencontres des plans d'indifférence avec la flottaison primitive et la verticale milieu, les plans d'indifférence pourraient être tracés sur le papier. Il est à remarquer pourtant que, si l'on avait voulu chercher les ordonnées des points de rencontre, non pas avec le plan vertical milieu de repère, mais avec les plans verticaux qui passent par les centres de flottaison de chaque nouvelle carène droite, et si l'on avait compté les ordonnées au-dessus ou au-dessous des centres de flottaison eux-mêmes, on en aurait obtenu les expressions plus simples

$$z_a = z_m = z_n = + \frac{\mathfrak{M}' L}{\Delta P}, \qquad z_s = z_\mu = z_\nu = - \frac{\mathfrak{M}'' L}{\Delta P}.$$

Les plans d'indifférence convergent donc sur les verticales des centres de flottaison droite, et ils convergent $\left\{\begin{array}{l}\text{en haut}\\ \text{en bas}\end{array}\right.$ selon qu'ils sont d'indifférence pour $\left\{\begin{array}{l}\text{l'adjonction}\\ \text{la soustraction}\end{array}\right.$.

§ 2. Toutes ces formules et propriétés ont été établies d'une manière valable pour n'importe quelle valeur finie du poids ΔP, positive ou négative; toutefois les éléments géométriques que nous venons de considérer ne sont pas moins déterminés (quoique d'une façon toute particulière) lorsque le poids ΔP décroît successivement vers une limite zéro. En effet, donnons à ΔP une valeur infinitésimale dP, et soit dI l'augmentation ou la diminution correspondante de l'immersion moyenne; pour cette variation infinitésimale de poids et de flottaison, les paramètres ξ, Φ, $\mathfrak{M}$ conservent leur valeur initiale, et nous pouvons alors écrire relativement aux abscisses des points de rencontre des plans d'indifférence avec la flottaison donnée

$$\lim x_m = \lim x_\mu = \xi - \frac{dI}{dP}\mathfrak{M}\frac{2L}{L - 2\xi}, \qquad \lim x_n = \lim x_\nu = \xi + \frac{dI}{dP}\mathfrak{M}\frac{2L}{L + 2\xi},$$

ou encore, en adoptant les notations de la figure ci-contre (*fig.* 1), et en prenant pour origine des abscisses le centre actuel de flottaison,

$$x_2 = - \frac{dI}{dP}\mathfrak{M}\frac{L}{l_2}, \qquad x_1 = + \frac{dI}{dP}\mathfrak{M}\frac{L}{l_1},$$

ou enfin

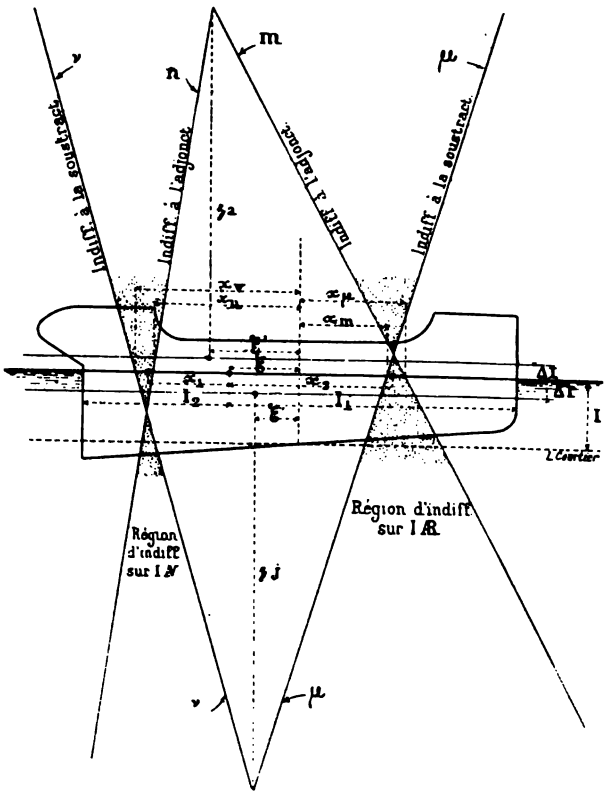
$$x_2 = -\frac{L}{l_2}\frac{\mathfrak{M}}{\mathfrak{D}}, \qquad x_1 = +\frac{L}{l_1}\frac{\mathfrak{M}}{\mathfrak{D}},$$

puisque l'on a évidemment

$$P = \int \mathfrak{D}.\,dl, \qquad \text{d'où} \qquad \frac{dP}{dl} = \mathfrak{D}.$$

Les abscisses x_2, x_1, auxquelles nous sommes arrivés par cette voie, nous amènent précisément aux deux points déjà connus sous le nom de *points d'indifférence sur l'assiette pour les très petites variations de poids.* Pour plus

Fig. 1.



de clarté, nous les dénommerons ici *points principaux* d'indifférence, relatifs à la flottaison donnée. Quant aux ordonnées des points où les plans d'indifférence rencontrent les plans transversaux de repère, on voit immédiatement que, dans ce cas limite, elles tendent à prendre des valeurs infiniment grandes, c'est-à-dire que les éléments m, μ d'un couple et n, ν de l'autre tendent à se confondre, deux à deux, en un seul plan vertical.

§ 3. Sur notre figure (*fig.* 1) nous avons tracé, d'une façon démonstrative, et sans la moindre intention d'exactitude, les quatre plans d'indifférence. En

égard au rôle joué par chacun d'eux, rôle déjà indiqué ailleurs, chacune des régions découpées dans le navire par les deux plans du couple $\left\{\begin{matrix} m, & \mu \\ n, & \nu \end{matrix}\right.$ pourrait être justement dénommée région d'indifférence sur le tirant d'eau $\left\{\begin{matrix}\text{arrière} \\ \text{avant}\end{matrix}\right.$, pour toutes les variations de poids depuis $-\Delta P$ jusqu'à $+\Delta P$, dans la carène ayant le déplacement donné P; ces régions sont pointillées dans notre figure démonstrative.

On pourrait même pousser plus loin la recherche, et tracer les couples de plans d'indifférence pour une série de carènes parallèles, dont le déplacement s'accroîtrait successivement. Si les plans d'indifférence étaient relatifs, pour toutes les carènes, à une variation de poids de valeur absolue constante ΔP, alors les enveloppes des plans homonymes découperaient dans le vaisseau deux régions, qui seraient les régions d'indifférence sur l'assiette pour toutes les variations de poids, depuis $-\Delta P$ jusqu'à $+\Delta P$ dans le navire donné.

Toutefois, ces déductions n'ont guère qu'un intérêt spéculatif. Pour les mouvements de poids qui sont possibles à bord, les régions d'indifférence sont toujours très limitées, que l'on considère une carène isolée ou le navire tout entier. En outre, elles comprennent certainement dans leur ouverture les points principaux correspondants; par conséquent, il est douteux que la considération des régions d'indifférence sur l'assiette soit pratiquement plus avantageuse que celle, plus simple, des points principaux.

§ 4. L'on pourrait se demander s'il existe quelque point du navire où l'embarquement d'un poids ne change pas le tirant d'eau lu sur la perpendiculaire milieu; si de tels points existent, ils doivent satisfaire à la condition

$$\frac{I'_R + I'_N}{2} = \frac{I_R + I_N}{2}.$$

Pour plus de simplicité, nous nous bornerons dans cette question au cas d'un poids peu considérable. Les immersions extrêmes résultantes, après l'embarquement de ΔP en un point d'abscisse x, mesurées à partir du centre de flottaison, sont, dans ce cas,

$$I'_R = I_R + \Delta P\left(\frac{1}{\mathfrak{D}} + \frac{x}{\mathfrak{M}}\frac{l_2}{L}\right), \qquad I'_N = I_N + \Delta P\left(\frac{1}{\mathfrak{D}} - \frac{x}{\mathfrak{M}}\frac{l_1}{L}\right);$$

le point d'indifférence sur l'immersion milieu est donc caractérisé par l'abscisse x_0 satisfaisant à la condition

$$\Delta P\left(\frac{2}{\mathfrak{D}} + \frac{x_0}{\mathfrak{M}}\frac{l_2 - l_1}{L}\right) = 0,$$

c'est-à-dire, par l'abscisse

$$x_0 = 2\frac{\mathfrak{M}}{\mathfrak{D}}\frac{L}{l_1 - l_2}.$$

En exprimant cette coordonnée en fonction des abscisses des points principaux d'indifférence sur l'assiette, sa valeur prend les formes intéressantes

$$x_0 = 2\frac{1}{\frac{1}{x_1} - \frac{1}{x_2}} \qquad \text{ou} \qquad \frac{1}{x_0} = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{x_1} - \frac{1}{x_2}\right).$$

Chacune des expressions obtenues pour x_0 prouve qu'il n'est pas impossible d'imaginer un flotteur, dans lequel le point cherché existe réellement. Pour les navires, cependant, ce point d'indifférence sur l'immersion milieu existe seulement dans un sens géométrique : il n'est nullement un point physique. Pour pouvoir utiliser son existence, il faudrait qu'il tombât dans la longueur de la coque; toutefois, dans les navires, construits ainsi qu'ils doivent l'être pour satisfaire à de nombreuses autres exigences plus importantes, le centre de flottaison occupe, vis-à-vis des points principaux d'indifférence sur l'assiette, une position rapprochée de leur milieu, de sorte que, dans les constructions navales, le point pourvu de la propriété ci-dessus se trouve, sinon très loin, du moins au delà de la perpendiculaire extrême. En un mot, au grand regret peut-être des armateurs et des capitaines, qui voudraient quelquefois éluder le disque du franc-bord marqué en regard du couple milieu, ce point existe dans l'espace, mais non dans le navire.

II.

§ 5. La forme habituelle

$$x_2 = -\frac{L}{l_2}\frac{\mathfrak{M}}{\mathfrak{D}}, \qquad x_1 = +\frac{L}{l_1}\frac{\mathfrak{M}}{\mathfrak{D}},$$

sous laquelle les auteurs de théories du navire présentent les coordonnées des deux points principaux d'indifférence sur l'assiette, est certainement assez commode dans les applications aux problèmes pratiques; il est bon, cependant, de la transformer quelque peu, dans le but de faire ressortir une propriété intéressante de ces mêmes points. Désignons à cet effet par S l'aire, par $\mathfrak{I}$ et A le moment et le rayon d'inertie longitudinaux de la ligne d'eau d'un flotteur ayant V pour volume de carène, et flottant dans un liquide de densité ω; en se rappelant les notations de nos précédents paragraphes, et en observant que les diverses quantités envisagées jusqu'à présent sont reliées entre elles par les relations connues

$$\mathfrak{D} = \omega . S, \qquad \mathfrak{M} = \frac{P.R}{L} = \frac{\omega V \frac{\mathfrak{I}}{V}}{L} = \frac{\omega \mathfrak{I}}{L} = \frac{\omega S A^2}{L},$$

on pourra alors, après substitution, donner aux coordonnées des points principaux la nouvelle forme

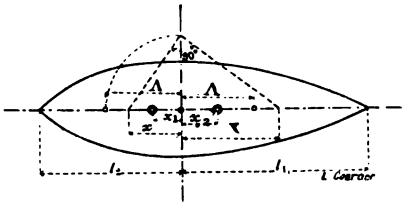
$$x_2 = -\frac{A^2}{l_2}, \qquad x_1 = +\frac{A^2}{l_1}.$$

Sous cette dernière forme, les points principaux ne seraient autre chose que les vertex longitudinaux du noyau central de la ligne d'eau du flotteur.

Par ce résultat nous sommes amenés, d'une façon naturelle, à examiner si les points de la flottaison, où l'on veut ajouter ou retrancher des poids faibles, ne seraient pas reliés par une loi générale de correspondance aux positions des couples transversaux, dont le tirant d'eau se maintiendrait invariable, malgré l'adjonction ou la soustraction des poids.

Prenons, ici et dans tout ce qui va suivre, comme origine des abscisses, le centre de flottaison. En répétant un raisonnement qui se fait souvent en architecture navale, nous voyons tout d'abord que l'adjonction (positive ou négative) d'un poids faible p, en un point situé à l'abscisse x, doit produire sur le flotteur tout entier une surimmersion parallèle $\frac{p}{\mathfrak{W}}$, et une variation

Fig. 2.



totale (positive ou négative) d'assiette $d = \frac{p.x}{\mathfrak{M}}$, dont la portion $d\frac{X}{L}$ s'applique au couple d'abscisse X.

Après l'adjonction du poids, l'excès de la nouvelle immersion de ce même couple sur l'immersion initiale étant mesuré par

$$\frac{p}{\mathfrak{W}} + \frac{px}{\mathfrak{M}}\frac{X}{L},$$

on obtiendrait évidemment la condition de l'invariabilité de l'immersion au couple donné, en égalant à zéro la valeur de l'excès; la condition de l'invariabilité est donc exprimée par la relation

$$x.X = -\frac{\mathfrak{M}.L}{\mathfrak{W}},$$

qui, après substitution des valeurs ci-dessus de $\mathfrak{M}$ et $\mathfrak{W}$, se simplifie, et se transforme en la suivante :

$$x.X = -A^2.$$

Le point d'adjonction et la position du couple indifférent à l'adjonction sont tout simplement des points conjugués dans une involution, ayant comme point central le centre de flottaison, et n'ayant pas de points doubles réels. Toutefois si, au lieu d'envisager le point défini par l'abscisse X, on considère le point défini par l'abscisse — X, autrement dit, si l'on considère

le point qui, vis-à-vis du centre de flottaison, occupe la position symétrique de celle définie par notre abscisse X, on va alors tomber dans une involution ayant comme points doubles réels les vertex longitudinaux de l'ellipse d'inertie de la ligne d'eau.

En nous reportant à une propriété bien connue des involutions, nous énoncerons notre résultat en disant que les vertex de l'ellipse d'inertie séparent harmoniquement le point d'adjonction et le point symétrique du couple transversal qui est indifférent aux variations de poids exercées au point d'adjonction [1].

Donnons à X une valeur comprise entre $+\frac{\Lambda^2}{l_1}$ et $-\frac{\Lambda^2}{l_2}$, qui, comme on le sait, mesurent les longueurs des rayons longitudinaux du noyau central de la ligne d'eau : il ressort de la loi de correspondance harmonique, que, dans cette hypothèse, x devrait être, en valeur absolue, plus grand que l_1 ou l_2, ces notations désignant les distances des perpendiculaires extrêmes au centre de flottaison. A l'intérieur du noyau central, il n'existe donc aucun couple, dont le tirant d'eau puisse rester indifférent aux variations de poids exercées en dedans de la longueur du navire. En conséquence, même si le disque indicateur du franc-bord n'était pas marqué exactement en regard du couple milieu, il ne serait néanmoins pas possible d'éluder son rôle, pourvu que le disque soit marqué dans la région du noyau central de la ligne d'eau.

Il va de soi que, en cas d'échouage sur un point intermédiaire de la quille, on pourrait faire un emploi avantageux de la loi de correspondance harmonique établie ci-dessus.

§ 6. Dans tout ce qui précède, nous avons supposé, même si nous avons négligé de le dire en termes explicites, que les adjonctions et les retranchements de poids se faisaient le long de l'axe diamétral de la ligne d'eau. Maintenant nous allons étendre davantage encore nos recherches, en envisageant le cas où l'adjonction ou l'enlèvement d'un poids faible se ferait dans le navire en un point quelconque, ayant les coordonnées x, y, z rapportées, comme d'habitude dans ces questions, aux axes principaux et au centre de la flottaison.

Ainsi que le démontre la théorie métacentrique générale, l'adjonction d'un poids léger p faite en un point quelconque X, en même temps qu'elle produit une surimmersion parallèle $\frac{p}{\Omega}$, fait tourner le flotteur d'un certain angle θ autour d'un axe baricentrique ayant la direction yy, qui, par rapport à la direction OX de la projection horizontale du rayon le long duquel on a ajouté le poids, lui est conjugué dans une certaine ellipse bien définie. Cette

---

[1] La construction graphique (*fig.* 2), à l'aide de laquelle on passe sur le papier de x à X, ne demande aucun éclaircissement.

ellipse a le même centre et la même orientation que la conique d'inertie de la ligne d'eau; ses demi-axes ont les longueurs

$$\sqrt{r-a}, \quad \sqrt{R-A},$$

r, R représentant le petit et le grand rayon métacentrique de carène, a, A représentant également les quantités auxiliaires

$$a = h - \frac{p}{P}(z-t), \qquad A = h - \frac{p}{P}(z-T),$$

où h mesure la cote du centre de gravité du flotteur au-dessus de son centre de carène, z la cote du point d'adjonction au-dessus de la flottaison initiale, t et T sont enfin les rayons métacentriques différentiels ou de flottaison.

Pour abréger, définissons la première ellipse caractéristique de la condition de chargement du flotteur; en effet elle dépend des formes du flotteur dans la carène et à la flottaison, elle dépend aussi de l'intensité et de la distribution du poids principal P et du poids additif p, enfin il serait très aisé d'en modifier les paramètres a et A, de manière à y comprendre, le cas échéant, la notion de la suspension, de la mobilité, de la liquidité d'une partie du poids (déplacement) principal P, ou même du poids additif p. C'est donc le problème le plus général de la statique du navire librement flottant, qui nous occupe ici.

On sait que, si $\varphi = \text{arc tang}\,\frac{x}{y}$ est l'angle du vecteur OX avec le petit axe de l'ellipse caractéristique, la direction yy de son conjugué fait alors avec le grand axe un angle β donné par la relation

$$\text{tang}\,\beta = \frac{r-a}{R-A}\,\text{tang}\,\varphi;$$

on sait également que l'amplitude angulaire de la rotation θ subie par le flotteur autour de l'axe d'inclinaison yy a la valeur

$$\theta = \frac{p}{P}\,\frac{\overline{OX}\cos(\varphi-\beta)}{\rho_y - \alpha},$$

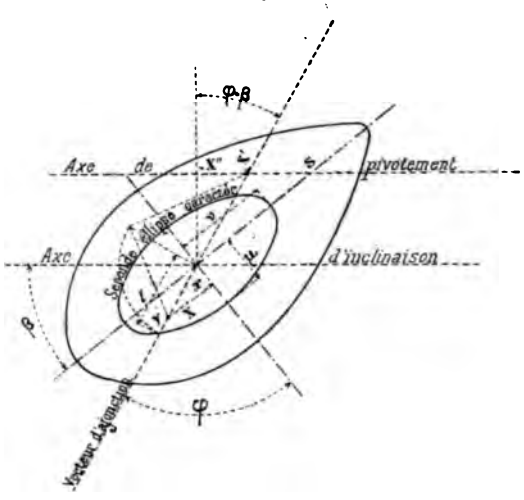
ρ_y étant le rayon métacentrique relatif à l'axe d'inclinaison yy, et α étant la quantité auxiliaire

$$\alpha = h - \frac{p}{P}(z - \tau_y)$$

où τ_y est le rayon métacentrique différentiel relatif au même axe d'inclinaison. Il va sans dire que, n'ayant pas à étendre nos considérations aux flotteurs en général, mais seulement aux navires, il nous suffit, dans le calcul de ρ_y et τ_y, de nous borner au cas où la conique d'inertie et la conique dérivée d'inertie de la ligne d'eau ont la même orientation, ce qui se présente pour les navires.

§ 7. Ces rappels faits, considérons (*fig.* 3) [1], le long du vecteur OX, un point quelconque X′, situé de l'autre côté du centre O de flottaison, en conséquence de quoi nous devons écrire en opposition + OX et — OX′; soit X″ la projection de X sur la normale menée par O à l'axe d'inclinaison. Si le vecteur contenant les points X, X′ est supposé solidaire du flotteur dans tous

Fig. 3.



ses mouvements, à la suite de la rotation θ du flotteur autour de l'axe yy le point X′ décrira un arc de cercle en se surélevant de $\theta.\overline{OX''}$, c'est-à-dire de $\theta.\overline{OX'}.\cos(\varphi - \beta)$, tandis que la surimmersion parallèle générale du flotteur l'aura fait baisser de $\frac{p}{\mathfrak{D}}$.

Si maintenant, parmi tous les points X′ possibles, nous choisissons précisément celui qui satisfait à la condition

$$\frac{p}{\mathfrak{D}} - \theta.\overline{OX'}.\cos(\varphi - \beta) = 0,$$

ou, ce qui revient au même,

$$\frac{p}{\mathfrak{D}} - \frac{p}{P}\,\frac{\overline{OX}}{\rho_y - a}\cdot\overline{OX'}.\cos^2(\varphi - \beta) = 0,$$

nous aurons obtenu en X′ un point qui n'est nullement troublé dans son immersion par l'embarquement du poids en X. Mais le point X′ n'est pas seul à jouir de cette remarquable propriété; tous les points de la parallèle

[1] En vue d'une plus grande clarté, on n'a pas tracé sur la figure schématique 3 la première ellipse caractéristique de demi-axes $\sqrt{r - a}$, $\sqrt{R - A}$.

menée par X′ à l'axe d'inclinaison en jouissent également; nous pourrions donc affirmer que cette parallèle est l'axe autour duquel le flotteur pivote par suite des additions (et des retranchements) de poids légers en X. Nous voici donc arrivés à une correspondance entre l'axe de pivotement et le point d'adjonction; nous allons essayer de la rattacher à une autre correspondance entre les droites et les points d'un plan, correspondance qui est assez fréquente dans plusieurs questions de géométrie et de mécanique.

Le vecteur d'adjonction OX, et l'axe d'inclinaison yy étant conjugués dans l'ellipse caractéristique, nous pouvons écrire

$$\cos\beta = \frac{(R-A)\cos\varphi}{\sqrt{(R-A)^2\cos^2\varphi + (r-a)^2\sin^2\varphi}}, \quad \sin\beta = \frac{(r-a)\sin\varphi}{\sqrt{(R-A)^2\cos^2\varphi + (r-a)^2\sin^2\varphi}},$$

$$\cos(\varphi-\beta) = \frac{(R-A)\cos^2\varphi + (r-a)\sin^2\varphi}{\sqrt{(R-A)^2\cos^2\varphi + (r-a)^2\sin^2\varphi}};$$

de plus, ρ_y et τ_y étant les rayons métacentriques de carène et de flottaison relatifs à un axe d'inclinaison faisant l'angle β avec le grand axe de l'ellipse d'inertie, ont pour valeurs :

$$\rho_y = r\cos^2\beta + R\sin^2\beta, \qquad \tau_y = t\cos^2\beta + T\sin^2\beta,$$

d'où

$$\rho_y - \alpha = (r-a)\cos^2\beta + (R-A)\sin^2\beta,$$

et enfin

$$\rho_y - \alpha = (r-a)(R-A)\frac{(R-A)\cos^2\varphi + (r-a)\sin^2\varphi}{(R-A)^2\cos^2\varphi + (r-a)^2\sin^2\varphi}.$$

Toutes ces expressions, remplacées dans la forme générale ci-dessus de la loi de correspondance entre X et X′, la transforment en

$$OX.OX' = -\frac{P}{\mathfrak{D}}\frac{(r-a)(R-A)}{(R-A)\cos^2\varphi + (r-a)\sin^2\varphi},$$

et puis en

$$OX.OX' = -\frac{P}{\mathfrak{D}}\left(\frac{\cos^2\varphi}{r-a} + \frac{\sin^2\varphi}{R-A}\right)^{-1} = -l^2,$$

où nous désignons par l la longueur du rayon vecteur d'argument φ dans l'ellipse qui a

$$\sqrt{\frac{P}{\mathfrak{D}}(r-a)}, \qquad \sqrt{\frac{P}{\mathfrak{D}}(R-A)}$$

pour demi-axes, longueur mesurée précisément par l'inverse de

$$\sqrt{\frac{\cos^2\varphi}{\frac{P}{\mathfrak{D}}(r-a)} + \frac{\sin^2\varphi}{\frac{P}{\mathfrak{D}}(R-A)}},$$

comme le démontre immédiatement la géométrie de l'ellipse en coordonnées polaires. C'est la longueur du rayon dirigé suivant le vecteur d'adjonction.

Qu'on trace sur le plan de la ligne d'eau cette ellipse. Évidemment le point X et le point symétrique de X′ se correspondent dans l'involution qui a, comme points doubles, les extrémités des vecteurs $\pm l$, ou, ce qui revient au même, ils sont conjugués harmoniques par rapport aux points de la courbe avec lesquels ils sont alignés.

§ 8. En ce qui concerne ce problème de l'addition excentrique de poids à bord, les résultats auxquels nous a conduit la théorie du navire offrent une frappante analogie avec certains résultats du problème de la flexion excentrique dans la théorie élémentaire de l'élasticité. A première vue, nous serions presque tentés d'en conclure que, par rapport à l'ellipse centrale de la flottaison, il existe entre l'axe de pivotement et le point d'adjonction la même correspondance d'antipolarité, que tout ingénieur saurait aisément établir dans la résistance des matériaux entre l'axe neutre et le centre de sollicitation par rapport à l'ellipse d'inertie de la section résistante. Toutefois cela serait une fausse conclusion, puisqu'il s'agit ici non pas de l'ellipse d'inertie de la ligne de flottaison, mais d'une ellipse particulière ayant les demi-axes

$$\mu = \sqrt{\frac{P}{\varpi}(r - a)}, \qquad \nu = \sqrt{\frac{P}{\varpi}(R - A)},$$

ou

$$\mu = \sqrt{\chi i(r - a)}, \qquad \nu = \sqrt{\chi i(R - A)},$$

si, pour simplifier davantage nos formules, nous introduisons l'immersion moyenne i et le coefficient χ de finesse verticale de carène, défini par la relation $V = \chi S i$. On pourrait même écrire

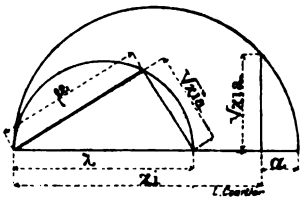
$$\mu = \sqrt{\lambda^2 - \chi i a}, \qquad \nu = \sqrt{\Lambda^2 - \chi i A},$$

si l'on préfère considérer les éléments baricentriques (rayons d'inertie) λ et Λ de la flottaison, au lieu des éléments métacentriques r et R de la carène. Nous dénommerons cette ellipse *seconde ellipse caractéristique*, ou tout simplement *ellipse caractéristique*, puisqu'en effet elle est semblable à la première, dont l'emploi n'est pas autrement nécessaire.

Après cette convention, l'axe de pivotement du flotteur serait l'antipolaire du point d'adjonction par rapport à l'ellipse caractéristique ayant les demi-axes μ et ν, qu'il est aisé, évidemment, de tracer sur le papier, à l'aide de quelques constructions géométriques fort simples, et s'expliquant d'elles-mêmes (*fig.* 4). Par cette voie, toutes les questions que l'on pourrait proposer dans la théorie du navire, au sujet de l'adjonction de poids faibles, s'identifient avec des questions analogues, que l'on a déjà résolues dans la théorie de la résistance des matériaux. On a à employer là l'ellipse centrale et le noyau central de la section résistante; ici la *seconde* ellipse caractéristique et le lieu géométrique des centres relatifs (antipôles) aux tangentes

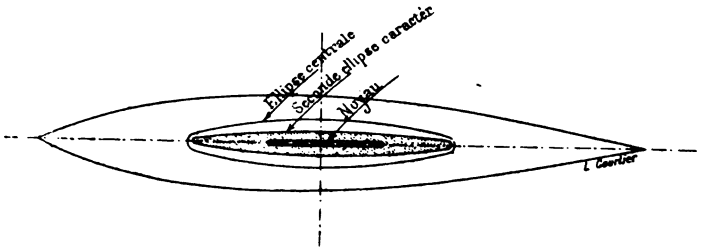
environnant le contour de la ligne d'eau par rapport à la *seconde* ellipse caractéristique. Eu égard à l'analogie de la génération, nous proposons d'appeler ce lieu géométrique le *noyau*, c'est-à-dire le noyau caractéristique de

Fig. 4.



la condition de chargement; bien entendu, on doit éviter de le confondre avec le noyau central de la ligne d'eau, lequel dépend seulement des formes et non pas du chargement du navire. A titre d'éclaircissement, nous dirons que, dans tous les cas pratiques des navires, le noyau caractéristique est constitué par une longue bande, fort étroite, adjacente à l'axe diamétral de

Fig. 5.



la flottaison, ainsi qu'on peut s'en convaincre en observant notre figure, où nous avons tracé l'ellipse centrale, la *seconde* ellipse caractéristique et le noyau caractéristique pour un cas assez usuel de flotteur et de chargement (*fig.* 5).

§ 9. Il résulte immédiatement de la loi d'antipolarité, que, si le point d'adjonction est choisi à l'intérieur du noyau, l'axe de pivotement doit alors être extérieur au flotteur, et, par conséquent, l'adjonction (ou l'enlèvement) d'un poids trouble alors le tirant d'eau de tous les points du flotteur sans exception.

Si, au contraire, le point d'adjonction était pris en dehors du noyau, l'axe de pivotement couperait alors la ligne d'eau; tous les points du flotteur placés le long du plan vertical contenant ce même axe ne seraient pas dérangés dans leur immersion; plus particulièrement (*fig.* 3) le point S de la quille, où l'axe de pivotement rencontre l'axe diamétral, ne le serait pas. Parmi tous les points du navire, il est le seul dont l'invariabilité de la pro-

fondeur puisse présenter quelque intérêt au point de vue des ingénieurs et des marins; c'est lui seul que dans la pratique l'on reconnaîtrait comme point indifférent à l'embarquement (ou à l'enlèvement) d'un poids en X, qui, à son tour, se comporte par rapport à S comme un point d'indifférence, suivant la terminologie usuelle que nous avions adoptée dans la première partie de ce mémoire. Par la simple inspection du triangle OX'S, son abscisse a pour valeur :

$$OS = OX' \frac{\cos(\varphi - \beta)}{\sin\beta} = -\frac{1}{OX} \cdot l^2 \cdot \frac{\cos(\varphi - \beta)}{\sin\beta},$$

ce qui, après substitution des valeurs précédemment trouvées pour

$$\frac{1}{l} = \sqrt{\frac{\cos^2\varphi}{\chi i(r-a)} + \frac{\sin^2\varphi}{\chi i(R-A)}}, \qquad \cos(\varphi - \beta) = \ldots \qquad \sin\beta = \ldots,$$

devient

$$OS.OX = -\frac{1}{\sin\varphi}\chi i(R-A).$$

Les points S, qui dépasseraient les perpendiculaires extrêmes, seraient dépourvus de toute utilité pratique; déterminons donc quel est le lieu des points x, y, où l'on peut ajouter des poids sans modifier le tirant d'eau, sur l'une ou l'autre des perpendiculaires extrêmes. Il suffira, pour cela, de faire $OS = \frac{1 + l_2}{1 - l_1}$. En observant alors que l'on a les valeurs

$$OX = \sqrt{x^2 + y^2}, \qquad \operatorname{tang}\varphi = \frac{x}{y},$$

les équations des lieux des points d'indifférence doivent se présenter sous la forme

$$l_2 x = -\chi i(R-A), \qquad l_1 x = +\chi i(R-A).$$

Elles définissent deux droites transversales qui, le cas échéant, pourraient être tracées sur le papier.

§ 10. Le sujet que nous avons voulu envisager dans cette note nous semble à présent suffisamment épuisé; il ne nous reste plus qu'à prouver que nos résultats généraux ne contredisent nullement les résultats usuels relatifs aux points principaux d'indifférence sur l'assiette. En effet, les formules précédentes, valablement établies pour n'importe quel cas d'un poids faible p embarqué à une certaine cote z, ne seraient pas moins valables si le poids était infiniment petit, et embarqué à la ligne de flottaison; seulement les quantités auxiliaires a et A se confondent alors avec la cote h du centre de gravité au-dessus du centre de carène. Naturellement, le noyau, construit par rapport à l'ellipse particulière qui a $\sqrt{\chi i(r-h)}$ et $\sqrt{\chi i(R-h)}$ pour demi-axes, détermine un champ de points, où il n'est pas possible de

produire une variation de poids, si petite qu'elle soit, sans troubler le tirant d'eau dans toute l'étendue du navire, aucun endroit n'étant excepté.

Dans l'hypothèse de la variation infiniment petite, les lieux des points d'indifférence sur les tirants d'eau extrêmes seraient représentés par les équations

$$l_2 x = -\chi i(\mathrm{R} - h), \qquad l_1 x = +\chi i(\mathrm{R} - h),$$

et pourraient être dénommés droites principales d'indifférence.

Voyons ce qu'elles deviennent pour une variation de poids produite dans le plan diamétral ($y = 0$) d'un flotteur où h est négligeable vis-à-vis de R, ainsi que cela se présente pour les navires. En affectant les x d u résultat de deux indices différents, elles donnent d'abord

$$l_2 x_2 = -\chi i \mathrm{R}, \qquad l_1 x_1 = +\chi i \mathrm{R},$$

et, comme on a

$$\chi i \mathrm{R} = \chi i \frac{\mathfrak{I}}{\mathrm{V}} = \chi i \frac{\mathrm{S}\Lambda^2}{\chi \mathrm{S} i} = \Lambda^2,$$

elles nous ramènent aux abscisses

$$x_2 = -\frac{\Lambda^2}{l_2}, \qquad x_1 = +\frac{\Lambda^2}{l_1},$$

qui avaient été notre point de départ. C'est précisément à l'aide de droites que nous avons étudié plus haut les régions d'indifférence.

LES THÉORIES DU CHOC
ET L'EXPÉRIENCE,

PAR LE COMTE DE MAUPEOU D'ABLEIGES,
Directeur du Génie maritime.

> Une expérience est une question posée à la nature; la réponse est toujours correcte si la question a été bien posée.
>
> C.-V. BOYS.

I. — DÉFINITION ET CARACTÈRES DU CHOC.

Lorsque deux corps en mouvement viennent à se rencontrer, il en résulte un choc plus ou moins violent, suivant la grandeur de leur vitesse relative. Le choc peut d'ailleurs être oblique ou direct; ce dernier cas est le plus simple, et c'est de lui que nous nous occuperons.

Dès que les corps se touchent, leur mouvement tendant à leur faire occuper le même espace, la matière résiste à la pénétration en se comprimant et se déformant, les parties en contact prennent forcément la même vitesse, et agissent sur les parties voisines, puis les effets du choc se transmettent de proche en proche. Tant que les déformations restent comprises dans les limites de l'élasticité, la matière se comporte comme un ressort qui se tend et se détend, le phénomène est réversible. Les efforts, en se propageant, pénètrent, pour ainsi dire, la matière, la déforment et la mettent en mouvement avec une telle promptitude, qu'on n'a pas le temps de voir la vitesse relative diminuer ou changer de sens; on constate seulement le résultat. La rapidité du phénomène est la meilleure preuve de la grandeur des efforts intérieurs, car on sait que, pour un effet déterminé, l'intensité des forces varie en raison inverse de leur durée, la somme des impulsions étant forcément égale à la variation des quantités de mouvement.

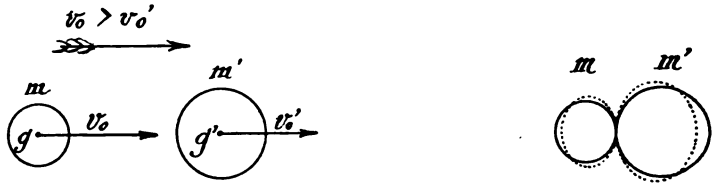
On voit, en résumé, que les phénomènes de choc sont caractérisés par la grandeur des forces auxquelles il donnent naissance, et par leur faible durée, qui comporte cependant plusieurs périodes.

Le choc élastique et direct a donné lieu à deux théories : l'une, depuis longtemps classique, malgré ses imperfections, se trouve dans tous les traités de physique et de mécanique; l'autre, plus récente et plus complète, est cependant sujette à des objections que nous examinerons, et n'est pas encore admise dans l'enseignement. Ces deux théories conduisent généralement à des résultats fort différents, et l'expérience, souveraine en pareille matière, peut seule indiquer de quel côté est la vérité; s'il suffit de compléter ces théories ou s'il faut en chercher une autre.

II. — THÉORIE CLASSIQUE.

Considérons deux sphères élastiques et homogènes, de masses m et m', animées chacune d'un mouvement de translation rectiligne et uniforme, qui déplace les centres de figure sur une même ligne droite.

Fig. 1.



Soient v_0 et v_0' les vitesses dirigées dans le même sens, et supposons $v_0 > v_0'$ de façon que les deux masses se rapprochent. En vertu de la symétrie complète du système, par rapport à la ligne des centres, il est clair qu'après, comme avant leur rencontre, le mouvement des solides aura lieu suivant la même direction, en sorte que le choc n'aura d'autre effet que de modifier leurs vitesses de translation.

Première période. — Au moment de la rencontre, les deux sphères s'aplatissent, et les parties voisines du point de contact, en réagissant les unes sur les autres, donnent lieu à des efforts intérieurs, qui tendent à ralentir m et à accélérer m'; on en conclut que, « au bout d'un certain temps, toujours très court, les deux corps sont animés d'une même vitesse » [1].

On détermine cette vitesse commune u, en appliquant le théorème des quantités de mouvement. Comme le système des deux corps n'est soumis qu'à des forces intérieures, action et réaction des sphères l'une contre l'autre, la somme des quantités de mouvement projetées sur la droite qui

---

[1] Delaunay, *Traité de Mécanique rationnelle*, 3e édition, p. 471. — Daguin, *Traité de Physique élémentaire*, t. I, p. 407, dit également : « Les deux sphères s'aplatissent mutuellement jusqu'à ce que leur vitesse soit devenue la même. » Tous les auteurs admettent, sans le démontrer, qu'il y a un moment où les deux corps ont la même vitesse.

passe par les centres de figure est la même avant le choc et à l'instant où les deux corps ont la même vitesse. On peut donc écrire

$$mv_0 + m'v'_0 = (m + m')u,$$

d'où l'on déduit pour la vitesse à la fin de la première période

$$u = \frac{mv_0 + m'v'_0}{m + m'} = v_1 = v'_1.$$

Deuxième période. — « A partir de l'instant où les deux sphères ont acquis la même vitesse, elles tendent à reprendre leur première forme, en s'appuyant toujours l'une contre l'autre, et pressant sur leur point de contact, par l'effet de la force de ressort que la compression a développée. Il en résulte que la masse m continue à pousser la masse m', jusqu'à ce que la force de ressort soit épuisée (1).

» Pour trouver les vitesses v_2 et v'_2 des deux sphères après le choc, il suffit de remarquer que, lorsque la compression est arrivée à son maximum, la masse m a perdu une partie $v_0 - u$ de sa vitesse, et la masse m' a gagné $u - v'_0$; comme, à partir de cet instant, la détente des deux sphères double l'effet produit, la vitesse de m se trouve diminuée, à la fin du choc, de $2(v_0 - u)$ et celle de m' augmentée de $2(u - v'_0)$. Or, les vitesses cherchées v_2 et v'_2 sont égales aux vitesses avant le choc, modifiées comme il vient d'être dit, on a donc :

$$v_2 = v_0 - 2(v_0 - u) \qquad \text{et} \qquad v'_2 = v'_0 + 2(u - v'_0).$$

» En retranchant ces deux expressions membre à membre, on trouve

$$v_2 - v'_2 = v'_0 - v_0,$$

ce qui montre déjà que les vitesses relatives, avant et après le choc, sont les mêmes, mais de sens contraire.

» Mettons à la place de u la valeur trouvée plus haut, il vient :

$$v_2 = \frac{(m - m')v_0 + 2m'v'_0}{m + m'} \qquad \text{et} \qquad v'_2 = \frac{(m' - m)v'_0 + 2mv_0}{m + m'}.$$

» Discutons maintenant ces formules :

» Supposons d'abord les masses égales $m = m'$; il vient

$$v_2 = v'_0 \qquad \text{et} \qquad v'_2 = v_0,$$

c'est-à-dire que les mobiles échangent leurs vitesses.

» Si en même temps v'_0 est négatif, on a

$$v_2 = -v'_0 \qquad \text{et} \qquad v'_2 = v_0,$$

---

(1) Daguin, t. I, p. 407 et suivantes. Certaines parties ont été résumées.

en sorte que, après le choc, chaque corps retourne sur ses pas avec la vitesse que possédait l'autre. Il en résulte que : si la masse m' est en repos, c'est-à-dire si l'on a $v'_0 = 0$, le corps m s'arrêtera, et la masse m' partira à sa place avec la vitesse v_0.

» Quand les masses sont différentes, et que l'une m' est au repos, $v'_0 = 0$; on trouve pour les vitesses après le choc

$$v_2 = \frac{(m - m')v_0}{m + m'} \quad \text{et} \quad v'_2 = \frac{2mv_0}{m + m'},$$

on voit que v_2 sera négatif, c'est-à-dire que la sphère en mouvement retournera sur ses pas quand sa masse sera moindre que celle de la sphère en repos.

» Si nous supposons en même temps

$$v'_0 = 0 \quad \text{et} \quad m' = \infty,$$

c'est-à-dire si la masse m' est remplacée par un obstacle fixe, contre lequel la masse m vienne frapper dans une direction normale, les formules précédentes donnent

$$v_2 = \frac{m - \infty}{m + \infty} v_0 = - \frac{\frac{m}{\infty} - 1}{\frac{m}{\infty} + 1} v_0 = - v_0 \quad \text{et} \quad v'_2 = 0,$$

ce qui signifie que la masse m' revient sur ses pas avec la vitesse qu'elle possédait au moment du choc.

» D'après cela, une bille d'ivoire tombant sur un plan horizontal de marbre épais devrait remonter en rebondissant jusqu'au point de départ, mais il n'en est rien. Il est facile d'expliquer cette anomalie, en remarquant que la plaque de marbre ne représente pas exactement un obstacle fixe, car elle se comprime, par l'effet du choc, dans une certaine étendue autour du point de contact, et la force de ressort, qui se développe au moment où elle revient à sa forme plane, n'est pas restituée entièrement à la bille, une grande partie de la détente se faisant en des points qui sont en dehors de ceux où il y a contact. La résistance de l'air a aussi une influence sensible mais très petite [1].

» On peut prouver, par cette expérience, que la bille s'est aplatie momentanément par l'effet du choc. Il suffit pour cela d'enduire la plaque de marbre d'une légère couche d'huile, sur laquelle la bille imprime une tache circulaire, beaucoup plus large que celle qu'elle y marque quand on ne fait que la poser légèrement. »

On voit que la théorie classique, obligée pour expliquer les phénomènes de choc de tenir compte de l'élasticité, paraît le faire à regret, et n'emploie

---

[1] Daguin, p. 409. Nous verrons plus loin, p. 30, que ces raisons ne sont pas les seules pour lesquelles la bille ne remonte pas à la hauteur d'où elle est tombée.

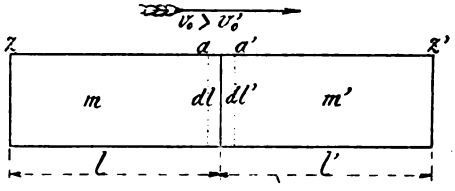
que des termes vagues, qui contrastent avec la netteté et la rigueur habituelles des raisonnements de la mécanique rationnelle, lorsqu'elle traite des solides invariables. Elle admet que deux sphères, qui se rencontrent, ne tardent pas à prendre la même vitesse, sans s'inquiéter du temps que les effets du choc mettent à se faire sentir à distance; c'est pourtant un élément essentiel de la question, qu'il n'est pas permis de négliger.

III. — THÉORIE NOUVELLE.

Les critiques qui précèdent ont conduit successivement Newmann [1], Saint-Venant [2] et nous-même [3], sans qu'aucun de nous connût les travaux antérieurs, à essayer de préciser les points que la théorie classique laisse dans le vague. Dans ce but, nous avons analysé la manière dont la compression et la déformation, qui prennent naissance au contact des deux corps, se propagent dans leur masse, et modifient leurs vitesses.

A. Choc de deux masses identiques. — Considérons deux masses cylindriques m et m', de même section, même longueur et même matière, identiques en un mot, et animées de vitesses de même sens, mais de grandeurs différentes.

Fig. 2.



Pour étudier la manière dont ces masses élastiques réagissent l'une sur l'autre pendant le choc, nous pouvons, par la pensée, les décomposer en couches minces d'épaisseur dl, et chercher ce qui se passe dans chacune d'elles.

Rappelons d'abord [4] que, si une pression uniforme vient à se produire instantanément sur la base d'un cylindre, elle comprime la matière, et que pression et déformation, tant qu'elles restent comprises dans les limites de l'élasticité, se transmettent de proche en proche avec une vitesse

$$V = \sqrt{\frac{gE}{d}},$$

---

(1) Cité par Voigt.

(2) *Journal de Mathématiques*, t. XII.

(3) *Étude sur le choc* (*Revue maritime* du 1er janvier 1901).

(4) *Action comparée des forces. Transmission des efforts* (*Bulletin de l'Association Technique Maritime*, 1902, p. 329).

indépendante de la grandeur de la pression, et qui est la vitesse de propagation ou *vélocité* des pressions, des déformations et du son, ce dernier n'étant qu'une alternative de pressions et de dépressions.

Première période. — Au moment où m atteint m', les couches extrêmes dl et dl', amenées au contact, réagissent l'une sur l'autre en vertu de leur vitesse relative $v_0 - v'_0$, et dans le temps $dt = \frac{dl}{V}$, que la pression met à les traverser; elles se compriment, et prennent la même vitesse $u = \frac{v_0 + v'_0}{2}$. L'effort de compression unitaire p peut d'ailleurs se calculer en égalant l'impulsion à la variation de la quantité de mouvement

$$p\,dt = p\,\frac{dl}{V} = dm\,(v_0 - u) = \frac{dl \times d}{g}(v_0 - u),$$

d'où

$$p = V(v_0 - u)\,\frac{d}{g} = \frac{v_0 - v'_0}{2}\sqrt{\frac{dE}{g}} = \frac{v_0 - v'_0}{2V}\,E.$$

La pression qui s'exerce entre les deux premières couches se transmet aux voisines, et donne naissance à des ondes comprimées qui se propagent, en sens inverse, vers les extrémités opposées z et z' avec la vélocité V. Après un temps $\Delta t_1 = \frac{l}{V}$, les masses sont comprimées sur toute leur longueur, et ont même vitesse $u = \frac{v_0 + v'_0}{2} = v_1 = v'_1$.

Deuxième période. — Dès que la compression est arrivée à l'extrémité des deux masses, les couches extrêmes z et z' se détendent, et les voisines font successivement de même. Aux ondes comprimées, allant du point de contact aux extrémités, succèdent des ondes déprimées, allant des extrémités vers le centre. Les deux masses m et m', qui se sont comprimées pendant la première période du choc, se détendent durant la seconde, qui a la même durée que la première $\Delta t_2 = \Delta t_1 = \frac{l}{V}$.

Pendant cette deuxième période, la compression disparaît de proche en proche, et la matière revient à son état normal. Les impulsions $p\,dt$ ayant constamment même valeur pour chaque masse, pendant les deux périodes, il en résulte que les variations de vitesse sont aussi les mêmes; de plus, les deux périodes ayant même durée, m perd, pendant la seconde, autant de vitesse $(v_0 - u)$ que durant la première, et m' en gagne autant $(u - v'_0)$, en sorte que

$$v_2 = v_0 - 2(v_0 - u) = 2u - v_0 = v_0 + v'_0 - v_0 = + v'_0$$

et

$$v'_2 = v'_0 + 2(u - v'_0) = 2u - v'_0 = v_0 + v'_0 - v'_0 = + v_0,$$

retranchant

$$v_2 - v'_2 = -(v_0 - v'_0).$$

Après avoir terminé la première période avec une vitesse égale à la moyenne des vitesses primitives, chacune des deux masses a donc, à la fin de la seconde période, après un temps $2\,\Delta t = 2\frac{l}{V}$, la vitesse qu'avait l'autre avant le choc.

Le centre de gravité de l'ensemble des deux masses conserve toujours la même vitesse $\frac{v_0 + v'_0}{2}$, avant, pendant et après le choc, car il y a toujours deux couches minces symétriques, dont une gagne en vitesse ce que l'autre perd.

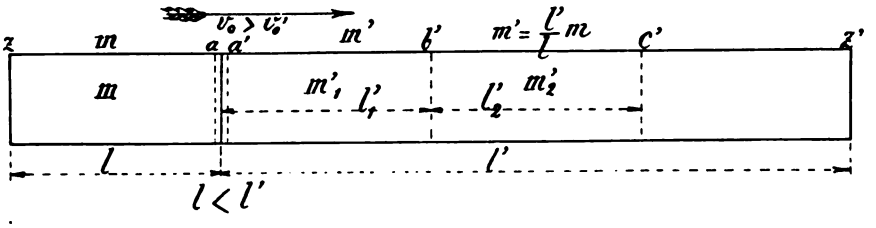
Enfin, le temps, pendant lequel les différentes couches dl de chaque masse restent sous tension, est proportionnel à leur distance des extrémités ; nul en z et z', où la matière se détend aussitôt comprimée, il atteint $2\,\Delta t = 2\frac{l}{V}$ au voisinage du contact a et a'.

On voit en résumé que, pour deux masses identiques, qui se compriment et se détendent dans le même temps, la théorie classique est applicable, et les deux théories arrivent à conclure que :

Les deux masses échangent leurs vitesses pendant le choc.

B. Choc de deux masses de longueurs différentes. — Supposons maintenant que les deux masses m et m' ont des longueurs différentes $l' > l$ par exemple, et par suite $m' > m$.

Fig. 3.



Première période. — Pendant le temps $\Delta t_1 = \frac{l}{V}$, tout se passe comme dans le cas des masses identiques. La compression se transmet de part et d'autre du point de contact à une distance l, en sorte que la masse m et une partie $m'_1 = m$ de la masse m' se compriment mutuellement; à la fin du temps Δt_1, m et m'_1 ont même vitesse $u = \frac{v_0 + v'_0}{2}$, et même compression unitaire $p = \frac{v_0 - v'_0}{2}\sqrt{\frac{dE}{g}}$.

Deuxième période. — Pendant un second intervalle de temps $\Delta t_2 = \frac{l}{V}$, le cylindre m se comporte comme dans le cas des masses égales ; après s'être comprimé, il se détend par l'extrémité libre z, et, à la fin de la deuxième période, il a une vitesse $v_2 = v_0 - 2(v_0 - u) = v'_0$; quant au cylindre m' qui s'est comprimé de a' en b' sur une longueur $l'_1 = l$ pendant le premier intervalle de temps Δt_1, sa situation n'ayant pas changé, il continue à se comprimer de b' en c' pendant le second intervalle de temps Δt_2, si l'on suppose $l' > 2l$. On a donc, pendant la deuxième période, m qui se détend à gauche, et m'_2 qui continue à se comprimer à droite. A la fin de la deuxième période, une partie $(m'_1 + m'_2)$ de m', égale à $2m$, aura une compression unitaire

$$p = \frac{v_0 - v'_0}{2}\sqrt{\frac{dE}{g}},$$

et une vitesse

$$u = \frac{v_0 + v'_0}{2}.$$

Troisième période. — A partir de la fin du second intervalle de temps Δt, la masse m, complètement détendue, continue son mouvement avec une vitesse $v_2 = v'_0$; quant à la masse m', qui est comprimée sur une longueur $l'_1 + l'_2 = 2l$, et a dans cette partie une vitesse $u = \frac{v_0 + v'_0}{2}$, n'étant plus comprimée à gauche par la masse m, elle se détend progressivement de ce côté, en perdant une vitesse $u - v'_0$ égale à celle qu'elle avait gagnée précédemment, et sa vitesse devient $u - (u - v'_0) = v'_0$. La partie gauche de la masse m' reprend donc la vitesse qu'elle avait avant le choc, à mesure que la compression chemine vers la droite.

On voit en résumé, qu'après un temps un peu supérieur à $2\Delta t$, la situation est celle-ci : la masse m a pris la vitesse de m', et les deux extrémités de m' ont leur vitesse primitive, mais cette masse est parcourue de gauche à droite par une onde comprimée définie comme suit :

Longueur de l'onde.....	$2l$
Vitesse de propagation ou vélocité.....	$V = \sqrt{\frac{gE}{d}}$
Compression dans la longueur de l'onde.....	$p = \frac{v_0 - v'_0}{2}\sqrt{\frac{dE}{g}}$
Vitesse de translation de la matière dans l'onde.....	$u = \frac{v_0 + v'_0}{2}$

La vitesse du centre de gravité de l'ensemble des deux masses m et m' reste constante, car la quantité de mouvement totale ne change pas.

Appliquons ce qui précède au cas suivant :

$$v'_0 = 0 \quad \text{et} \quad m' = \infty,$$

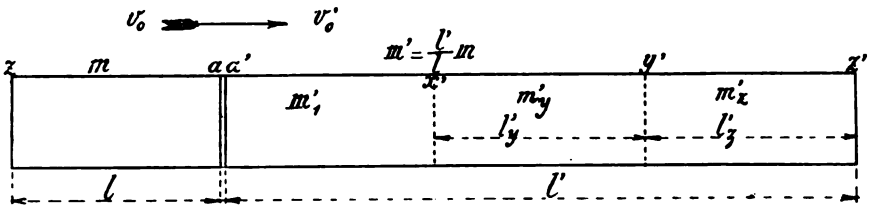
que nous avons déjà examiné avec la théorie classique ; il vient :

$$v_2 = v'_0 = 0, \qquad v'_2 = v'_0 = 0.$$

Il faut ajouter que le cylindre m' est parcouru de gauche à droite par une onde comprimée, de longueur $2l$, dans laquelle $p = \frac{v_0}{2}\sqrt{\frac{dE}{g}}$, et $u = \frac{v_0}{2}$. Résultat fort différent de celui que donnent les formules classiques établies sans tenir compte de la vélocité des pressions.

Revenons maintenant au cas général. Si la masse m', et par suite la longueur l', au lieu d'être indéfinies, sont limitées, il importe d'examiner ce qui se passe lorsque l'onde comprimée atteint l'extrémité z' de la masse m'.

Fig. 4.



Supposons donc que cette onde est arrivée en $x'z'$; cette partie de la masse m' a une vitesse $u = \frac{v_0 + v'_0}{2}$; pendant un nouvel intervalle de temps $\Delta t = \frac{l}{V}$, la partie $y'z'$, n'étant plus appuyée à l'extrémité z', se détend vers la droite, en même temps que la partie $x'y'$ se détend vers la gauche, comme les autres tranches de longueur l; dans les deux cas les vitesses varient de $u - v'_0$, et à la fin de l'intervalle de temps Δt elles seront

pour $x'y'$ ..... $u - (u - v'_0) = v'_0$ comme pour la partie $a'x'$
pour $z'y'$ ..... $u + (u - v'_0) = 2u - v'_0 = v_0 + v'_0 - v'_0 = v_0 > v'_0$.

Si $y'z'$ était séparé du reste, il se détacherait, comme on le constate dans l'expérience classique de la transmission du choc au travers d'une série de boules; mais $y'z'$ étant relié, par la cohésion, à $y'x'$, ne peut qu'exercer en y' un effort de traction égal à l'effort de compression qui s'était produit en a au moment de la rencontre des deux masses, la différence des vitesses $v_0 - v'_0$ étant la même dans les deux cas. Il en résulte une onde déprimée de même intensité que l'onde comprimée du début. Après un temps $t = \frac{l}{V}$, $y'z'$ et $y'x'$ auront la même vitesse $\frac{v_0 + v'_0}{2}$, et l'onde déprimée se propagera de droite à gauche avec la vélocité V, jusqu'à ce qu'elle atteigne l'extrémité a'. Arrivée là, elle ne pourra pas se transmettre de m' à m, puisque la matière est discontinue en a, et qu'elle opère par traction. La dernière couche mince dl étant

libre obéira à l'effort de traction, et sa vitesse passera de $\frac{v_0 + v'_0}{2}$ à v_0, toujours dans le sens de la flèche; les couches suivantes feront de même, et, après un temps $\Delta t = \frac{l}{V}$, m'_1, étant animée d'une vitesse v_0, agira sur les couches suivantes exactement comme m au commencement du choc; nous aurons donc une nouvelle onde comprimée directe, qui se transmettra de b' en z' pour s'y transformer de nouveau en une onde déprimée rétrograde, et ainsi de suite indéfiniment.

La matière de m', soumise alternativement à des efforts de compression et de traction, aura donc un mouvement vibratoire longitudinal, et cheminera de gauche à droite par une sorte de mouvement vermiculaire.

La figure 5 (page suivante) représente le mouvement des deux corps, avant, pendant et après le choc, en supposant, pour plus de simplicité, que $v'_0 = 0$, et que les cylindres sont réduits à leurs axes. Les états successifs des cylindres, à des intervalles de temps égaux Δt, sont représentés les uns au-dessous des autres de la manière suivante :

——— Trait fin lorsque la matière est à son état naturel.
——— Trait gros lorsqu'elle est comprimée.
..... Trait pointillé lorsqu'elle est dilatée.

Les faces de contact a et a', qui ont pris la même vitesse $\frac{v_0 + v'_0}{2}$, en s'appuyant l'une sur l'autre pendant les instants Δt_1 et Δt_2, se détendent à la fin de Δt_2, et prennent la vitesse v'_0, que a conserve indéfiniment, et a' jusqu'à la fin de Δt_6; à cet instant, a' ressent l'effet de l'onde déprimée, qui lui communique une vitesse v_0 pendant un temps $2\Delta t$, séparant ainsi a et a', qui avaient cheminé côte à côte sans exercer aucune action l'une sur l'autre, depuis la fin de Δt_2.

La quantité de mouvement des deux masses reste constamment égale à $mv_0 + \frac{l}{l'} mv'_0$ comme avant le choc, puisqu'il y a toujours, soit une tranche de longueur l animée d'une vitesse v_0 (aux extrémités), soit deux tranches, formant ensemble une longueur $2l$, animées d'une vitesse $\frac{v_0 + v'_0}{2}$ (au centre). La vitesse du centre de gravité des deux masses reste donc constante après comme avant le choc.

On voit en résumé que pour des masses de longueurs inégales :

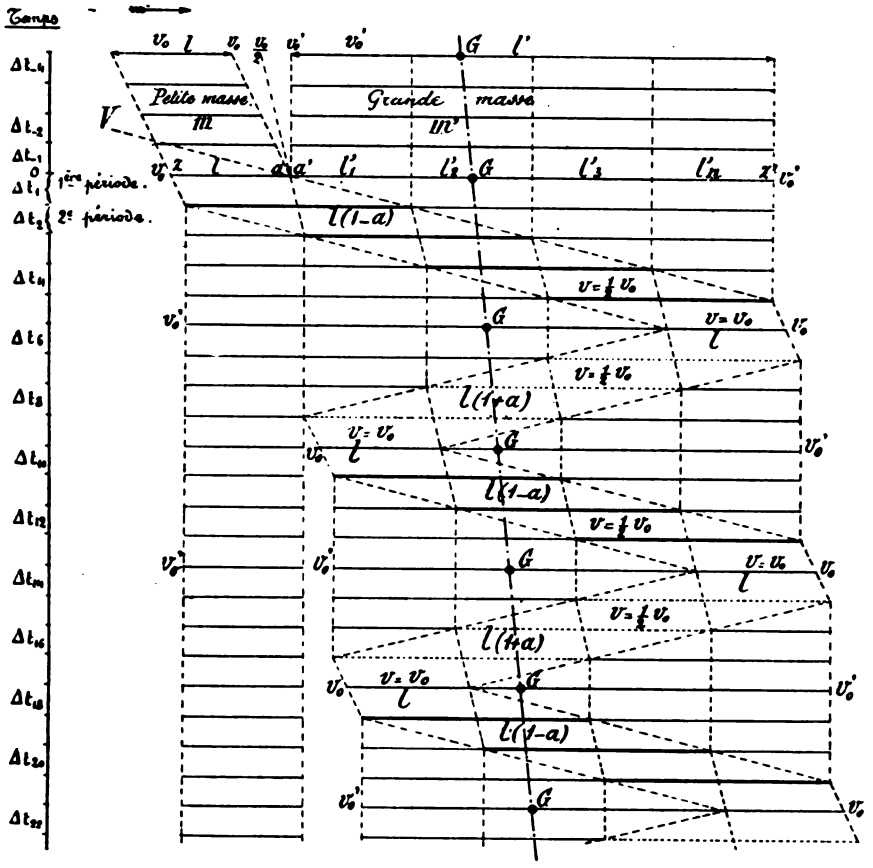
1° La masse choquante se comporte comme si les deux masses étaient identiques, et prend la vitesse de la masse choquée.

2° Pendant la première période du choc, une partie seulement de la masse choquée prend part au phénomène; il en résulte qu'elle n'a pas la même vitesse dans toutes ses parties, et, par suite, que les deux masses ne peuvent

pas avoir une vitesse commune, en sorte que les formules usuelles ne sont pas applicables.

3° La durée du choc proprement dit est de $2\Delta t = 2\frac{l}{V}$, puisque, après ce temps, m n'appuie plus sur m', mais a seulement la même vitesse.

Fig. 5.



GG. ligne droite représentant le mouvement du centre de gravité des deux barres.

4° Après le phénomène proprement dit, il n'y a plus équilibre ni pour la pression, ni pour la vitesse, entre les diverses parties de la masse choquée, qui reste dans un état vibratoire avec un mouvement vermiculaire.

Nous avons supposé $l' > l$; dans le cas où $l' < l$, on peut voir directement ce qui se passe, ou ramener le corps le plus court à être le corps choquant, en communiquant à l'ensemble des deux corps une vitesse convenable de translation de droite à gauche.

On trouve que le petit cylindre m' prend toujours la vitesse du plus grand; quant à ce dernier il faut distinguer plusieurs cas :

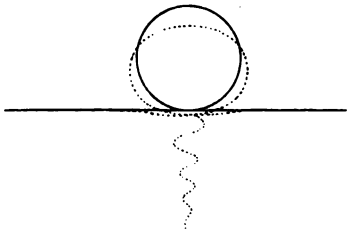
1° Si $\frac{m}{m'} = 1$, m prend la vitesse du petit cylindre;

2° Si $\frac{m}{m'} = \infty$, m conserve sa vitesse, et est traversé par une onde comprimée, dont la pression $p = \frac{v_0 - v'_0}{2}\sqrt{\frac{gE}{d}}$, la longueur est $2l$ et la vélocité V;

3° Dans les cas intermédiaires, le grand cylindre a un mouvement plus compliqué.

Dans tous les cas, la quantité de mouvement reste la même après le choc qu'avant. Quant à la force vive, $mv_0^2 + m'v_0'^2$, on la retrouve après le choc, partie à l'état de force vive et partie à l'état de travail de compression, mais l'énergie ne change pas.

Fig. 6.



Ce qui précède permet de mieux se rendre compte du rebondissement d'une bille sur un marbre épais. Celui-ci agit de deux manières différentes : dans le sens perpendiculaire au mouvement, la surface du marbre travaille par flexion, comme le ferait une peau de tambour, et c'est ce qui fait rebondir la bille; dans le sens du mouvement, au contraire, la compression se transmet normalement à la surface, elle produit une onde comprimée, qui se propage et se perd à l'intérieur du marbre. Cette perte de force vive suffit pour expliquer, en grande partie, pourquoi la bille ne remonte pas à la hauteur d'où elle est tombée.

IV. — COMPARAISON DES DEUX THÉORIES.

On voit en résumé que la nouvelle théorie du choc ne fait que compléter l'ancienne en la rectifiant. Toutes deux s'appuient sur les mêmes principes, mais tandis que la *théorie classique* se contente de comparer vaguement les deux corps en présence à des ressorts qui se tendent et se détendent, et d'admettre, sans le démontrer, qu'après un certain temps ils sont animés de la même vitesse, la *théorie nouvelle* analyse la manière dont les déformations se produisent au contact et se transmettent, avec les efforts qui modifient la

vitesse. Elle tient compte du temps, qui est un élément essentiel, et montre que les deux corps ne peuvent avoir la même vitesse, à un moment donné, que si les efforts mettent le même temps à les traverser d'une extrémité à l'autre, car autrement l'un des deux corps n'a jamais la même vitesse dans toutes ses parties.

Si maintenant nous comparons les résultats donnés par les deux théories dans quelques cas simples, nous trouvons que :

1° Pour deux cylindres identiques, elles conduisent au même résultat. Elles indiquent que les corps échangent leurs vitesses pendant le choc. La théorie nouvelle fait connaître en outre la durée de chaque période, et le temps pendant lequel chaque partie des corps en présence est soumise à un effort de compression.

2° Lorsque les deux cylindres ont des longueurs et des masses extrêmement différentes, et que le plus grand est au repos

$$\frac{l}{l'} = \frac{m}{m'} = \frac{1}{\infty} = 0 \qquad \text{et} \qquad v'_0 = 0.$$

Les formules usuelles donnent

$$v_2 = -v_0 \qquad \text{et} \qquad v'_2 = 0;$$

c'est-à-dire que la petite masse rebondit sans perdre de vitesse, et que la grosse masse reste immobile.

D'après la théorie nouvelle

$$v_2 = 0 \qquad \text{et} \qquad v'_2 = 0.$$

Le résultat est le même pour les grosses masses, mais il est fort différent pour les petites. En pratique, on observe toujours un certain rebondissement, mais la vitesse après le choc est bien inférieure à ce qu'elle était avant.

3° Supposons maintenant que le rapport des masses soit celui de un à deux, et que l'une d'elles soit au repos; il y a deux cas :

$$\frac{l}{l'} = \frac{m}{m'} = \frac{1}{2} \qquad \text{et} \qquad v'_0 = 0,$$

$$\frac{l}{l'} = \frac{m}{m'} = 2 \qquad \text{et} \qquad v'_0 = 0.$$

La masse m venant choquer m' qui est au repos, les formules usuelles se simplifient et deviennent

$$v_2 = \frac{(m - m')}{m + m'} v_0 \qquad \text{et} \qquad v'_2 = \frac{2mv_0}{m + m'}.$$

Ce qui donne pour le premier cas : $\frac{m}{m'} = \frac{1}{2}$,

$$v_2 = -\frac{1}{3} v_0 \qquad \text{et} \qquad v'_2 = \frac{2}{3} v_0,$$

et pour le second : $\frac{m}{m'} = 2$,

$$v_2 = \frac{1}{3} v_0 \qquad \text{et} \qquad v'_2 = \frac{4}{3} v_0.$$

La théorie nouvelle donne les résultats suivants :

Premier cas : $\frac{m}{m'} = \frac{1}{2}$,

$$v_2 = v'_0 \qquad \text{et} \qquad v'_2 = \frac{v_0}{2}$$

Deuxième cas : $\frac{m}{m'} = 2$,

$$v_2 = \frac{v_0}{2} \qquad \text{et} \qquad v'_2 = v_0.$$

On voit que, cette fois encore, les résultats fournis par les deux théories sont fort différents.

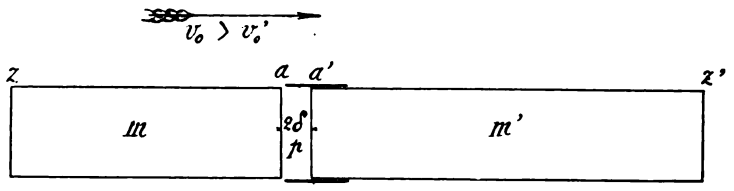
La théorie classique, en admettant que deux corps qui se rencontrent ont la même vitesse après quelques instants, et cela quelle que soit leur longueur, *admet implicitement que les effets du choc mettent le même temps à se faire sentir aux extrémités des deux corps*, ce qui ne peut avoir lieu que si leur vitesse de propagation est infinie

$$V = \sqrt{\frac{gE}{d}} = \infty \qquad \text{d'où} \qquad E = \infty$$

et revient à dire que les solides sont invariables. Dans ces conditions, les corps eux-mêmes ne peuvent ni se déformer ni donner lieu à des efforts de compression et de détente, tendant à ralentir une des masses et à accélérer l'autre; ces effets ne peuvent donc provenir que d'une cause extérieure aux corps, comme serait un ressort interposé ou un matelas d'air placé entre les deux corps qui se choquent.

Supposons donc que l'extrémité de m pénètre dans un tube relié à m' comme le montre la figure suivante :

Fig. 7.



Dès que la distance entre les deux bases $aa' = 2\delta = x$, l'air qui les sépare ne pouvant plus s'échapper, parce que m forme piston dans le tube, il se comprime d'autant plus que la distance x diminue davantage, et la pression

varie suivant une loi connue

$$p = p_0 \left(\frac{x_0}{x}\right)^{\nu}.$$

Les solides étant invariables, on est libre de transporter les forces en un point quelconque de leur direction; on peut donc considérer les pressions croissantes sur les bases comme appliquées au centre de gravité des solides, et comme agissant sur toute la masse concentrée en ce point. Les impulsions de ces forces modifient progressivement les vitesses des deux corps, dont on peut déterminer le mouvement en partant de la relation $px^{\nu} = p_0 x_0^{\nu}$; nous nous contenterons d'indiquer les principales phases du phénomène.

Première période. — Les deux cylindres se rapprochent, le volume de l'air diminue, sa pression augmente; elle ralentit m et accélère m', en sorte que la vitesse relative décroît jusqu'à être nulle; à ce moment le volume de l'air est minimum et sa pression maximum, c'est la fin de la première période.

Deuxième période. — Le matelas d'air se détend, et les deux cylindres s'éloignent sous l'action de la pression. Les volumes de l'air, les pressions et les vitesses relatives repassent successivement par les mêmes valeurs que dans la première période, et lorsque les extrémités des cylindres reviennent en a et a', les effets de ralentissement et d'accélération de la première période ont été doublés, et les cylindres continuent à se mouvoir d'un mouvement uniforme. La deuxième période a même durée que la première.

Inutile d'ajouter que plus les cylindres ont de masse, pour une même section, et aussi plus la vitesse relative $v_0 - v'_0$ est grande, plus le volume diminue, et plus la pression s'élève au milieu du choc. Quant à la durée du phénomène, elle doit être indépendante des vitesses initiales, comme celle des mouvements pendulaires de petite amplitude.

Il est aisé de voir que, si l'on néglige la quantité de mouvement de l'air, qui est très faible, les raisonnements de la théorie classique sont rigoureusement applicables au phénomène que nous venons d'examiner, et l'on a le droit d'écrire :

$$v_2 = \frac{(m - m')\,v_0 + 2\,m'v'_0}{m + m'}, \qquad v'_2 = \frac{(m' - m)\,v'_0 + 2\,mv_0}{m + m'}.$$

Si l'on suppose :

$$m' = \infty \qquad \text{et} \qquad v' = 0$$

on voit que le petit cylindre rebondit sur le grand, qui ne se déplace pas. Dans ce cas, en supposant la compression et la détente adiabatiques, la durée de chacune des périodes est donnée par la formule [1] :

$$t = \frac{\pi}{2}\sqrt{\frac{m x_0}{1{,}41\,p_0}} = \frac{\pi}{2}\sqrt{\frac{d x_0}{1{,}41\,p_0}}\sqrt{\frac{l}{g}},$$

---

[1] Nous remercions ici M. l'ingénieur Lelong, Professeur à l'École du Génie maritime, qui a bien voulu calculer cette formule.

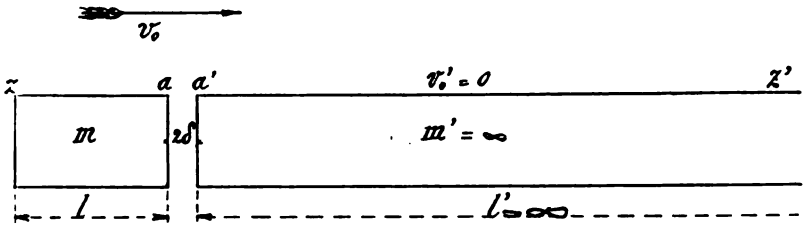
où d et x_0 sont des constantes de la matière soumise au choc, densité et épaisseur de la couche 2δ, p_0 est la pression ambiante et l est la longueur du cylindre, dont la section est égale à l'unité ; on peut remarquer, en passant, l'analogie de cette formule avec celle de la durée des oscillations du pendule ; toutes deux sont indépendantes de la vitesse maxima.

Le tableau suivant permet de comparer les résultats des deux théories dans le cas où leur désaccord est le plus frappant, celui d'un cylindre de masse finie m choquant un cylindre de même diamètre, mais de masse indéfinie $m' = \infty$ qui est au repos, v_0 a une valeur finie, $v'_0 = o$ (*fig.* 8).

NOMENCLATURE.	THÉORIE CLASSIQUE. Solides invariables avec matelas d'air.	THÉORIE NOUVELLE. Solides élastiques sans matelas d'air.
1re *Période*.....	Compression du matelas.	Compression des solides du centre aux extrémités.
Distance aa'.....	$x_0 = 2\delta$, et diminue.	$x = o$ tout le temps.
Pression en a et a'.....	augmente $p = p_0\left(\frac{x_0}{x}\right)^{\nu}$.	$p = \frac{v_0}{2}\sqrt{\frac{dE}{g}}$ constante.
Vitesse de propagation...	$V = x$.	$V = \sqrt{\frac{gE}{d}}$.
Vitesses v_1.....	diminue progressivement de v_0 à o.	diminue par tranches de v_0 à $w = p\sqrt{\frac{gE}{d}} = \frac{v_0}{2}$.
Vitesses v'_1.....	o tout le temps.	augmente par tranches de o à w sur une longueur l.
Fin lorsque.....	$\int_0^t p\,dt = mv_0$ et que le matelas d'air a sa compression maximum	$\Sigma\, p\,dt = pt = \frac{mv_0}{2}$. et que le petit solide est entièrement comprimé.
Durée.....	$t = \frac{\pi}{2} k\sqrt{\frac{l}{g}}$.	$t = \frac{l}{V}$.
2me *Période*.....	Détente du matelas qui repasse par les mêmes pressions.	Détente de m de z en a.
Distance aa'.....	x augmente jusqu'à x_0.	$x = o$.
Vitesses v_2.....	négative repasse par les mêmes valeurs de o à $-v_0$.	diminue par tranches de $\frac{v_0}{2}$ à o.
Vitesses v'_2.....	o tout le temps.	augmente par tranches de o à w sur une nouvelle longueur l.
Fin.....	lorsque le matelas d'air est détendu	lorsque m est détendu.
Durée.....	$t = \frac{\pi}{2} k\sqrt{\frac{l}{g}}$.	$t = \frac{l}{V}$.
3me *Période*.		
Vitesses v_3.....	$-v_0$.	o.
Vitesses v'_3.....	o.	o.
	m a un mouvement uniforme après rebondissement.	m' est parcouru par une onde comprimée.

Dans les deux cas la durée du phénomène est indépendante de la vitesse initiale; dans le second elle ne dépend que de la longueur de la masse; dans le premier elle dépend aussi du rapport $k = \sqrt{\frac{dx_0}{1,41\,p_0}}$.

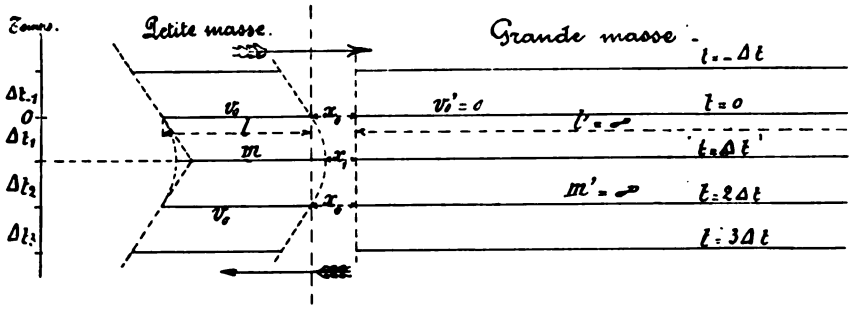
Fig. 8.



Les diagrammes suivants donnent une idée des phénomènes; les cylindres sont réduits à leur axe, et leurs positions successives sont figurées les unes au-dessous des autres, les temps étant comptés perpendiculairement aux longueurs.

Choc de solides invariables avec matelas d'air. — La grande masse reste immobile.

Fig. 9.



Tous les points de la petite masse décrivent des courbes identiques. Le rebondissement est dû à l'élasticité du matelas d'air.

Choc de solides élastiques sans matelas d'air. — La grande masse reste immobile, mais est traversée par une onde comprimée, dont la vélocité $= \sqrt{\frac{gE}{d}}$.

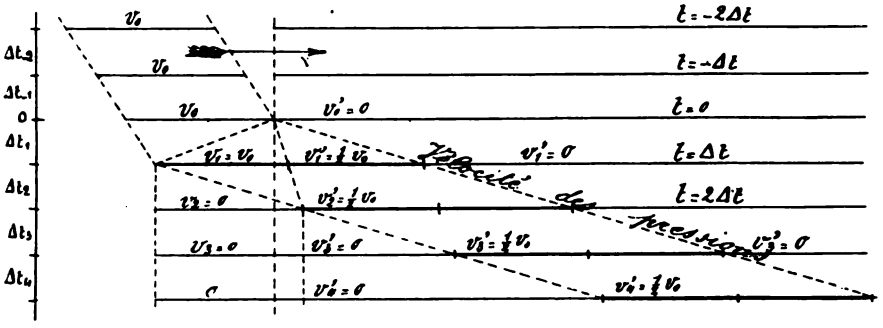
La petite masse se comprime, puis se détend, en perdant à chaque fois la moitié de sa vitesse.

On voit, en résumé, que les deux théories conduisent aux mêmes résultats, lorsque les masses sont identiques $m = m'$; mais, si m ne change pas, et que

m' augmente, les résultats diffèrent de plus en plus, et, à la limite, lorsque $m' = \infty$, ils deviennent :

	THÉORIE CLASSIQUE.	THÉORIE NOUVELLE.
Petite masse.....	Rebondit.	S'arrête, c'est-à-dire prend la vitesse de la grande masse.
Grande masse.....	Reste au repos (augmentation de vitesse insensible, vu la masse).	Reste au repos, mais est parcourue par une onde alternativement comprimée et déprimée.

Fig. 10.



Les deux théories, en s'appuyant sur le principe de la conservation de la quantité de mouvement, admettent, l'une comme l'autre, qu'à chaque instant deux impulsions égales et contraires viennent augmenter la quantité de mouvement d'une des masses, et diminuer celle de l'autre. Mais, tandis que la théorie classique applique ces quantités de mouvement élémentaires aux masses entières, la théorie nouvelle, tenant compte de la vitesse de propagation des effets du choc $V = \sqrt{\frac{gE}{d}}$, les applique toujours à des masses élémentaires égales. On voit, par suite, que la théorie classique suppose implicitement que $v = \infty$ ou $E = \infty$, ce qui correspond bien à l'hypothèse du solide invariable.

Dans ces conditions, la répartition de la quantité de mouvement initiale mv_0 entre les deux masses, pendant les différentes phases du choc, est la suivante :

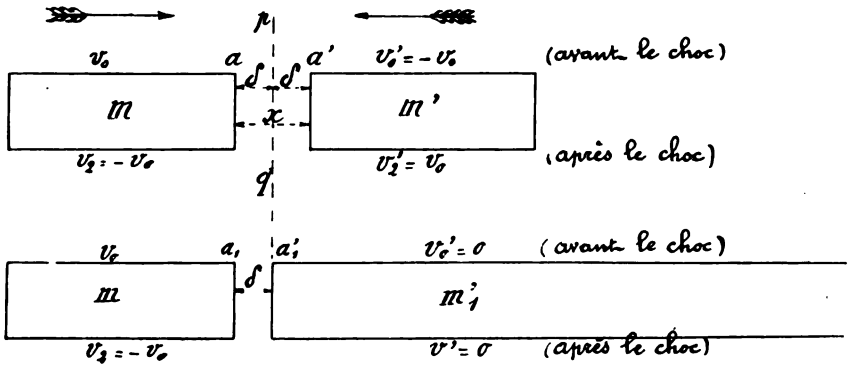
	THÉORIE CLASSIQUE.			THÉORIE NOUVELLE.		
Masse.....	Petite m.	Grande m'.	Totale $m + m'$.	Petite m.	Grande m'.	T m
Avant le choc.....	mv_0	0	mv_0	mv	0	
Première période..	diminue	augmente	constante	diminue	augmente	con
Entre les deux....	0	mv_0	mv_0	$\frac{mv}{2}$	$\frac{m'_1 v_0}{2}$ (localisé)	v
Deuxième période.	diminue	augmente	constante	diminue	augmente	con
Après le choc.....	$-mv_0$	$2mv_0$	mv_0	0	$\frac{(m'_1 + m'_2)}{2} v_0$ (localisé)	v

On obtient les vitesses, aux différentes phases du choc, en divisant la quantité de mouvement par la masse; mais il faut faire attention que $m = m'_1 = m'_2$ et que $m' = \infty$.

Ce qui précède explique pourquoi le résultat du choc est, pour la petite masse, d'après la théorie classique, un rebondissement $v_2 = -v_0$, et, d'après la théorie nouvelle, un échange de vitesse avec la grande masse $v_2 = v'_0 = 0$.

Il devient également facile de comprendre que pour deux masses identiques ($m' = m$), animées de vitesses égales et de sens contraire ($v'_0 = -v_0$), les deux théories conduisent au même résultat : échange de vitesses ou rebondissement, car, dans ces conditions, c'est la même chose.

Fig. 11.



En effet, dans ce cas particulier, avant le choc tout est symétrique par rapport à un plan pq parallèle aux bases a et a', et situé à égale distance entre elles. Il n'y a d'ailleurs aucune raison pour que cette symétrie ne persiste pas pendant toute la durée du phénomène, et celui-ci se dédouble en deux phénomènes simultanés et identiques, ou plutôt symétriques par rapport au plan pq.

En remplaçant ce plan fictif par un plan invariable, on peut supprimer m' sans qu'il y ait rien de changé pour m. Or l'extrémité a' d'un solide invariable, de masse infinie et de vitesse nulle, constitue un plan invariable, ce qui explique que, pour des solides invariables, la masse m se comporte de même, qu'elle rebondisse sur une masse m' infinie, ou qu'elle échange sa vitesse avec m' qui lui est identique. Mais il en est autrement avec des solides élastiques, dont l'extrémité a' se déplace en se comprimant.

Dans le cas du choc de deux solides invariables avec matelas d'air interposé, la puissance vive s'emmagasine dans l'air, qui se comprime pendant la première période, et se détend pendant la deuxième, en donnant entre les deux solides les mêmes poussées aux instants symétriques par rapport au milieu du phénomène.

Dans le cas du choc de deux solides élastiques, ce sont eux-mêmes qui emmagasinent la puissance vive, et la restituent ensuite en se détendant.

Bien que la nouvelle théorie paraisse plus exacte que l'ancienne, il ne faut pas oublier qu'elle comporte encore des hypothèses, qui doivent être vérifiées *a posteriori*.

I. Elle admet que les pressions au contact acquièrent de suite leur intensité maximum, ce qui paraît douteux, la continuité étant dans les habitudes de la nature, qui n'aime pas les sauts brusques, suivant un ancien adage. La période de croissance est certainement extrêmement courte; reste à savoir si elle est négligeable par rapport au temps Δt que la pression met à se transmettre d'une extrémité à l'autre du corps, temps qui est également très court, car la vélocité des pressions atteint 5000^{m} pour l'acier, en sorte que pour une barre de $0^{m},20$ de longueur

$$\Delta t = \frac{l}{V} = \frac{0,2}{5000} = \frac{1}{25000} = 0^{s},00004.$$

II. Elle suppose que toutes les couches du solide se comportent identiquement de même pendant le choc; or, on sait que la couche superficielle est dans des conditions spéciales de tension, qui peuvent modifier le phénomène au début et à la fin de la période de compression des points en contact, et, par suite, établir une progression dans les variations de pression.

On voit, en résumé, qu'il est indispensable de consulter l'expérience. A la suite de notre étude insérée au *Bulletin* de l'an dernier, et relative à l'*Action comparée des forces sur les solides*, M. Mesnager, Ingénieur des Ponts et Chaussées et Directeur du Laboratoire de l'École d'application, dont l'érudition et la compétence en pareille matière sont très connues, a bien voulu nous signaler les essais de choc faits par Voigt [1], et publiés dans les *Annales de Poggendorff* de 1883. Nous allons les résumer, et chercher à en tirer des conclusions pratiques.

V. — RÉSULTATS D'EXPÉRIENCES.

Dans une communication faite à l'Académie de Berlin, le 22 juin 1882, M. Voigt, professeur à l'Université de Kœnigsberg, a donné les résultats des expériences de choc qu'il a faites avec des barres cylindriques d'acier trempé de 11^{mm} de diamètre, suspendues par quatre fils, de façon à former, pour ainsi dire, des pendules de $2^{m},33$ de longueur. Les chiffres suivants donnent les résultats obtenus avec deux barres de 20^{cm} et 40^{cm} de longueur, la barre choquée étant au repos.

---

[1] Nous adressons ici tous nos remerciments à M. l'Ingénieur Haarbleicher, qui a bien voulu traduire deux Mémoires de Voigt : *Expériences relatives à l'air condensé sur les surfaces de verre. Théorie du choc longitudinal des barres cylindriques* (*Poggendorff Annalen*, 1883)

VITESSES INITIALES.	VITESSES OBSERVÉES :				VITESSES CALCULÉES :			
—	Brutes.		Corrigées.		Théorie classique.		Théorie nouvelle.	
v_0.	v_2.	v'_2.	v_2.	v'_2.	v_2.	v'_2.	v_2.	v'_2.
Choc par la petite barre : $\frac{m}{m'} = \frac{1}{2}$.								
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
20	6,0	13,0	6,4	13,2	6,7	13,3	0	10
40	11,4	25,8	12,2	26,2	13,3	26,7	0	20
80	20,8	50,4	21,6	51,4	26,7	53,3	0	40,2
160	35,4	98,0	38,7	99,0	53,3	106,7	0	80,4
Choc par la grande barre : $\frac{m}{m'} = 2$.								
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
20	6,9	26,0	6,7	26,4	6,7	26,7	10	20
40	14,0	51,8	13,6	52,6	13,3	53,3	20	40
80,2	29,6	99,6	28,7	101,5	26,7	106,7	40,1	80,2
160,4	62,8	194,2	61,1	197,9	53,3	213,3	80,2	160,4

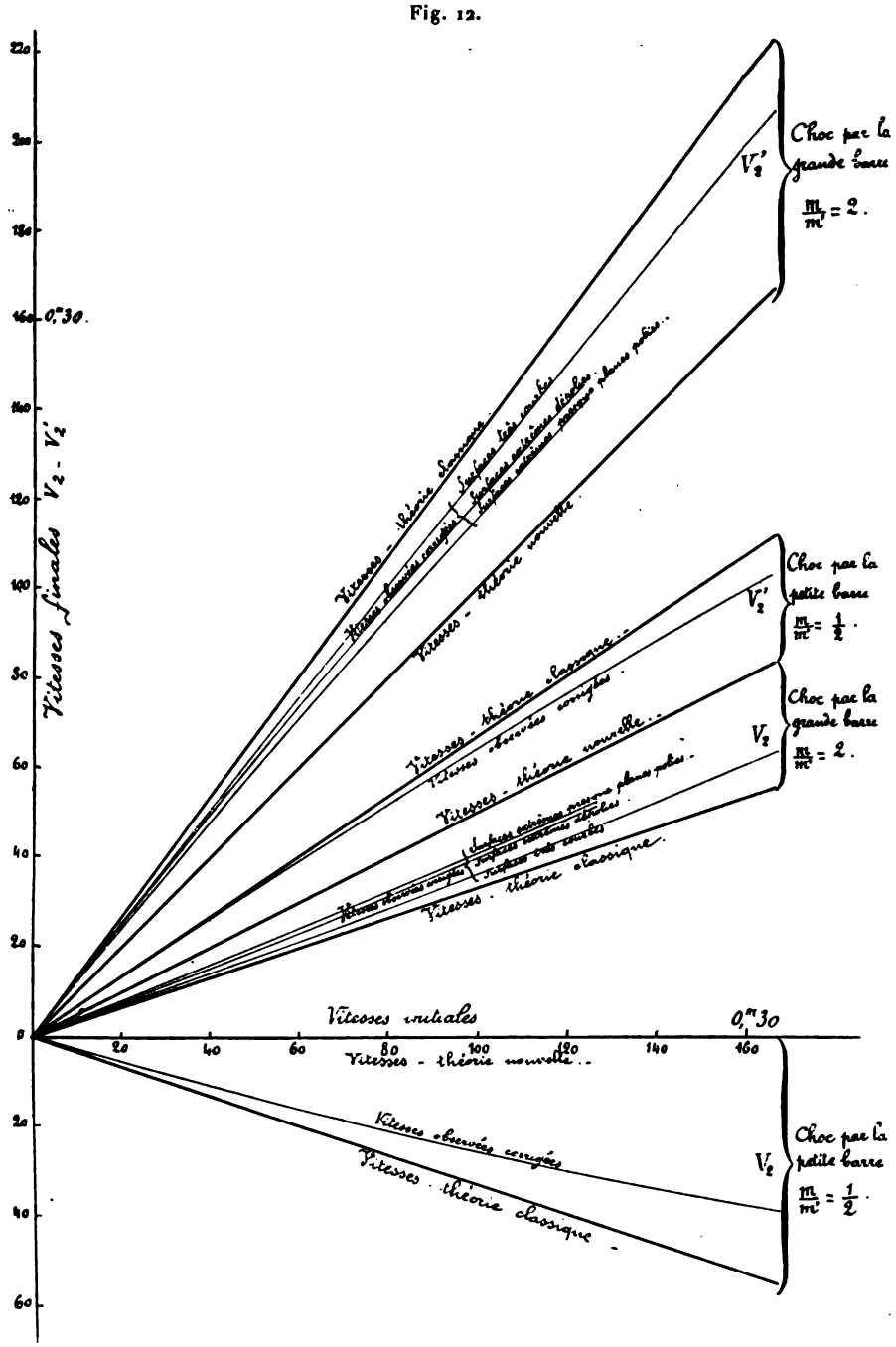
La première colonne v_0 indique la quantité dont la barre choquante a été écartée de sa position d'équilibre, les deux suivantes v_2, v'_2, les écarts observés pour chacune des barres à la fin de la seconde période du choc. Les colonnes 5 et 6 donnent les mêmes écarts, corrigés de la résistance de l'air et de l'effet de l'air interposé entre les deux surfaces d'impact; on observait simultanément les écarts des deux barres après le choc. Les amplitudes des oscillations sont assez petites pour qu'elles puissent, sans erreur sensible, servir de mesure aux vitesses. Chaque expérience a été répétée de cinq à douze fois, et, comme toutes les causes d'erreur tendent à diminuer les amplitudes, on n'a conservé que les trois ou quatre valeurs les plus fortes, qui diffèrent très peu entre elles. Le diagramme suivant (*fig.* 12) résume les chiffres contenus dans le tableau ci-dessus, et ceux qu'on trouvera plus loin.

Les vitesses finales v_2, v'_2, résultant de la théorie classique et de la théorie nouvelle, sont représentées par des lignes droites, et les points d'expérience donnent des courbes comprises entre les droites correspondant aux deux théories; ces courbes sont tangentes à la ligne de la théorie classique dans le voisinage de l'origine des coordonnées, puis s'en éloignent en lui présentant leur convexité, et se rapprochant de la ligne de la théorie nouvelle.

On voit qu'aux petites vitesses les résultats d'expérience sont conformes à ceux que fournissent les formules de la théorie classique; mais, à mesure que la vitesse augmente, les résultats observés s'en éloignent de plus en plus, pour se rapprocher de ceux auxquels conduit la théorie nouvelle. Il faut encore remarquer que toutes ces expériences ont été faites avec des vitesses extrêmement faibles; pour s'en rendre compte, il suffit de constater qu'un écart

de 160^{mm} avec un rayon de 2^{m},33 correspond à une élévation de 0^{m},0047 seu-

Fig. 12.



lement, à une vitesse de 0^{m},30 environ par seconde et à une pression au con-

tact, $p = \frac{v}{2}\sqrt{\frac{dE}{g}}$, d'une fraction seulement de kilogramme par millimètre carré. Dans ces conditions, il n'est pas invraisemblable d'admettre que, pour des vitesses de plusieurs mètres, les résultats se rapprocheraient beaucoup de ceux qu'indique la théorie nouvelle.

Voigt a fait deux séries d'expériences complémentaires, pour se rendre compte de l'influence de la forme et de l'état des surfaces.

Influence de la courbure. — Dans les premières expériences, les barres employées étaient terminées par des surfaces bombées, dont le rayon de courbure était sensiblement égal à la longueur de la barre elle-même; en retravaillant ces surfaces, on est arrivé à rendre les extrémités très sensiblement planes. Le tableau suivant permet de comparer les résultats observés et corrigés des expériences, faites avec les deux genres de surfaces, et les chiffres calculés avec les formules usuelles, ou d'après la théorie nouvelle.

VITESSES CALCULÉES : Théorie classique.		VITESSES OBSERVÉES CORRIGÉES. — Surfaces des extrémités :				VITESSES CALCULÉES : Théorie nouvelle.	
		Très courbes.		Presque planes.			
v_2.	v'_2.	v_2.	v'_2.	v_2.	v'_2.	v_2.	v'_2.
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
6,7	26,7	6,7	26,4	7,0	24,5	10	20
13,3	53,3	13,6	52,6	15,2	47,6	20	40
26,7	106,7	28,7	101,5	32,2	92,1	40	80
42,1	162,1	45,0	148,0	49,6	137,3	60	120

On constate un écart sensible entre les nouveaux résultats et les anciens; les premiers se rapprochent davantage de ceux que fournit la théorie nouvelle, qui suppose les surfaces d'impact parfaitement planes. Les surfaces bombées se déforment au choc et font ressort, ce qui permet aux efforts de se développer moins brusquement.

Influence de l'état des surfaces. — D'autres expériences ont également été faites après avoir dépoli, avec du papier à l'émeri fin, les surfaces choquantes primitivement polies avec beaucoup de soins. Le tableau suivant permet de comparer les résultats obtenus dans ces conditions avec les précédents, et avec les résultats théoriques :

VITESSES CALCULÉES : Théorie classique.		VITESSES OBSERVÉES CORRIGÉES. — Surfaces des extrémités :				VITESSES CALCULÉES : Théorie nouvelle.	
		Dépolies.		Polies.			
v_2.	v'_2.	v_2.	v'_2.	v_2.	v'_2.	v_2.	v'_2.
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
6,7	26,7	6,6	25,2	7,0	24,5	10	20
13,3	53,3	14,1	49,3	15,2	47,6	20	40
26,7	106,7	31,0	96,3	32,2	92,1	40	80
42,1	162,1	47,0	142,0	49,6	137,6	60	120

L'écart entre ces observations et les précédentes montre que le dépolissage des extrémités, en augmentant l'élasticité superficielle, tend à rapprocher les résultats de ceux des formules usuelles.

On voit, par ce qui précède, que la forme et l'état des surfaces d'impact ont une influence très sensible sur les résultats observés, et que, plus ces surfaces se rapprochent des conditions admises par la théorie nouvelle, plus les résultats de l'expérience sont conformes aux prévisions de cette théorie.

VI. — INFLUENCE DES PARTIES EN CONTACT.

Nous avons déjà constaté que les hypothèses, admises dans l'établissement de la théorie nouvelle, ne sont pas rigoureusement exactes.

Voici, d'ailleurs, comment Voigt s'exprime à ce sujet :

« Dans un choc, pendant que les masses sont en contact, on ne peut pas les considérer comme formant un corps unique. Il y a à cela plusieurs causes : d'abord la courbure des parties qui se choquent, ensuite les aspérités de surface qui existent, même avec les meilleurs polissages, puis les couches gazeuses condensées sur les surfaces (1), enfin l'état des couches superficielles des corps, qui, très vraisemblablement, diffère de celui des parties internes. Pour toutes ces raisons, une tranche comprenant les deux couches situées de part et d'autre de la surface de contact, et que j'appelle *partie intermédiaire* (2), aura d'autres propriétés qu'une tranche située à l'intérieur des barres. Si les deux barres sont pressées l'une contre l'autre par une force infiniment petite, la partie intermédiaire a son épaisseur naturelle; une augmentation de la compression diminue cette épaisseur; mais, d'après la nature de cette couche intermédiaire, l'accourcissement n'est pas proportionnel à la pression; pour des variations égales de celle-ci, il augmente d'abord très vite, puis plus lentement. De plus, la partie intermédiaire n'oppose aucune résistance à la traction. »

On voit, en résumé, que l'influence des parties en contact n'est pas négligeable. L'extrémité des barres cylindriques étant plus facilement compressible que le reste, il en résulte que l'effort, sur les surfaces d'impact, au lieu d'atteindre brusquement sa valeur maximum, se développe progressivement, bien que très rapidement, et que les impulsions de pression, qui prennent naissance au contact, sont progressives, au lieu d'être toujours égales à leur maximum, comme nous l'avons supposé jusqu'ici. Les choses se passent

---

(1) Les expériences de Voigt, sur des plaques de verre, l'ont conduit à admettre qu'il existe, à la surface des solides, une couche d'air condensé, qui, malgré sa faible épaisseur, se subdivise en zones où l'air paraît être à l'état gazeux, liquide et même voisin de l'état solide, suivant la distance aux molécules solides. (*Poggendorff Annalen*, 1883.)

(2) Cette partie intermédiaire appartient pour moitié à chacun des deux corps, de plus elle n'est pas homogène dans toute son épaisseur.

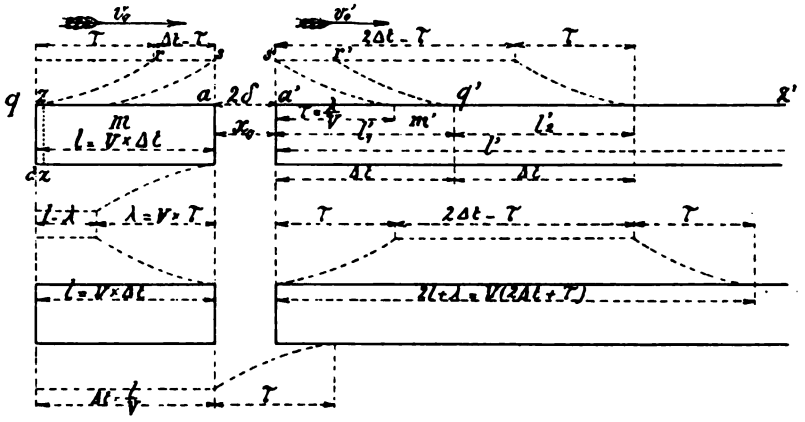
comme s'il y avait, à l'extrémité de chaque barre, un ressort plus compressible qu'elle-même, et jouant un rôle analogue à celui des tampons de choc dans les wagons de chemin de fer.

Les *solides naturels* étant composés de matière élastique enveloppée d'une couche superficielle plus élastique qu'elle, et formant tout autour une sorte de tampon de choc, la rencontre de deux solides naturels doit donner lieu à un phénomène complexe, qui tient forcément des deux genres de choc que nous venons de comparer; l'action des tampons interposés, et celle de l'élasticité propre des corps se succèdent et se superposent.

La matière des deux solides étant la même, les tampons de choc doivent être pareils, et nous admettrons que la pression est toujours la même sur les bases a et a', qui se dirigent l'une vers l'autre.

Dès que les tampons se touchent, ils se compriment en faisant ressort, et

Fig. 13.



exercent sur les bases des pressions p égales et contraires, qui augmentent, à mesure que l'écartement x diminue, suivant une loi :

$$p = f(x) \quad \text{ou} \quad p = \varphi(t),$$

qu'on peut toujours représenter par une courbe. Ces pressions donnent lieu à des impulsions croissantes, qui se propagent de a en z, et de a' en z', avec la vélocité $V = \sqrt{\frac{\zeta E}{d}}$; elles compriment la matière, et lui impriment en même temps une vitesse w donnée par l'équation

$$dp \times dt = dm \times dw.$$

Dans ces conditions, on voit que :

1° La quantité de mouvement de m' augmente pendant chaque instant autant que celle de m diminue, en sorte que la vitesse du centre de gravité de l'ensemble ne varie pas;

2° Tant que les impulsions vont en croissant, la vitesse $\mp w$ communiquée aux bases a et a', après un certain temps t, est donnée par l'équation

$$(\Sigma dp) \times dt = dm \times \Sigma dw \qquad \text{ou} \qquad p \times dt = dm \times w;$$

mais

$$dt = \frac{dl}{V} \qquad \text{et} \qquad dm = \frac{dl \times d}{g} :$$

portant ces valeurs dans l'équation précédente, il vient :

$$p \times \frac{dl}{V} = \frac{dl \times d}{g} \times w \qquad \text{ou} \qquad w = p\frac{g}{d}\sqrt{\frac{d}{gE}} = p\sqrt{\frac{g}{dE}}.$$

Les vitesses v_a et $v'_{a'}$ des bases, à un instant donné, résultent de leur vitesse initiale et de celle qui leur est communiquée par les impulsions; on a donc, tant qu'une autre cause n'intervient pas,

$$v_a = v_0 - w \qquad \text{et} \qquad v'_{a'} = v'_0 + w;$$

comme w augmente avec p, au bout d'un certain temps τ, ces vitesses sont forcément égales,

$$v_0 - w = v'_0 + w \qquad \text{d'où} \qquad w = \frac{v_0 - v'_0}{2},$$

les bases ont alors la même vitesse que s'il n'y avait pas de tampons de choc (théorie nouvelle), et la pression Π qu'elles supportent est également la même :

$$\Pi = \frac{v_0 - v'_0}{2}\sqrt{\frac{dE}{g}}.$$

A partir du temps τ, la valeur de x cesse de diminuer,

$$\frac{dx}{dt} = v_a - v'_{a'} = 0,$$

et par suite celle de p cesse de croître.

Les valeurs minima de x, x_m, et maxima de p, $\Pi = \varphi(\tau)$, doivent d'ailleurs satisfaire à la loi des tensions du ressort.

$$\Pi = f(x_m) = \varphi(\tau) = \frac{v_0 - v'_0}{2}\sqrt{\frac{dE}{g}}.$$

On voit donc que les quantités x et p, après avoir varié en sens inverse pendant le temps τ, atteignent l'une un minimum et l'autre un maximum, puis restent constantes, tant que les bases a et a' conservent la même vitesse $\frac{v_0 + v'_0}{2}$, c'est-à-dire pendant un temps $2t - \tau$, si nous supposons $\tau < t < t'$.

Après un temps $\Delta t = \frac{l}{V}$, l'extrémité z de la masse m est atteinte par la

pointe q de l'onde résultant des impulsions, la couche dz se comprime progressivement, puis se détend aussitôt, pendant toute la durée τ du passage de l'onde.

A la fin du temps $\Delta t + \tau$, l'extrémité z de m est complètement détendue, et l'onde déprimée, qui a commencé à se former en z à la fin de l'instant Δt, continue à se propager en revenant de z en a. Pendant ce temps, la distance aa' restant constante, la tension des tampons ne varie pas, et l'onde comprimée continue à s'allonger dans le solide m avec la même pression.

Après un temps $2\Delta t$, la pointe de l'onde comprimée atteignant la base de la masse m, la matière se détend, et perd progressivement une vitesse $w = \frac{v_0 - v'_0}{2}$, comme pendant le temps τ. En même temps, la valeur de la pression diminue de Π (maximum) à sa valeur initiale, et celle de x passe de x_m (minimum) à x_0. Quant à la masse m', sa base a' étant de moins en moins comprimée, sa vitesse diminue progressivement de w, reperdant ce qu'elle avait gagné pendant le temps τ. Les compressions et les dépressions se succédant dans le même sens en a', leurs effets se neutralisent, tandis qu'en a, les compressions cheminant dans un sens et les dépressions en sens inverse, leurs effets s'ajoutent, au point de vue de la vitesse.

Après un temps $2\Delta t + \tau$, la masse m a donc perdu une vitesse $2w = v_0 - v'_0$, moitié en se comprimant et moitié en se détendant, en sorte qu'elle continue son mouvement de translation avec une vitesse

$$v_0 - (v_0 - v'_0) = v'_0,$$

c'est-à-dire avec la vitesse initiale de m'. Quant à cette dernière masse, sa vitesse en a', après avoir augmenté et diminué de la même quantité w, reprend sa valeur primitive, que l'extrémité z a toujours conservée. On peut donc dire que la masse m' conserve sa vitesse, mais qu'elle est parcourue par une onde comprimée de longueur $2l + \lambda$, comme le montre la figure.

On voit, en résumé, que les tampons de choc ont pour résultat de faire varier progressivement la vitesse, qui, sans eux, varie brusquement; de plus ils portent la durée du phénomène de $2t$ à $2t + \tau$, sans que la pression maximum $\Pi = \frac{v_0 - v'_0}{2}\sqrt{\frac{dE}{g}}$ change de valeur, mais la durée de cet effort maximum est moindre, $2t - \tau$ au lieu de $2t$.

Jusqu'ici nous avons supposé $\tau < t < t'$, mais il peut en être autrement. Nous avons vu que la valeur de τ, temps nécessaire pour amener x à son minimum et p à son maximum, satisfait à l'équation

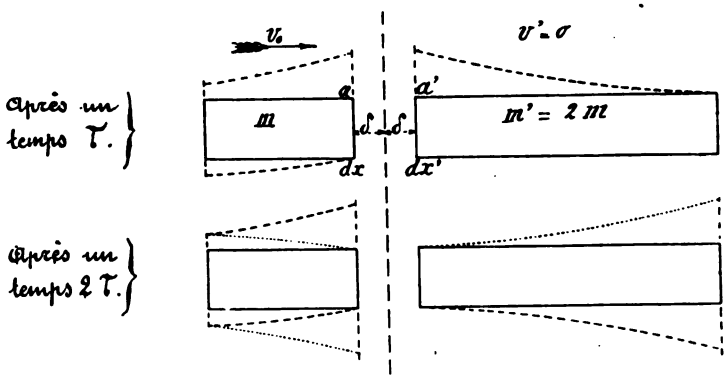
$$\Pi = \frac{v_0 - v'_0}{2}\sqrt{\frac{dE}{g}} = \varphi(\tau),$$

τ est donc constant pour une vitesse relative et une matière déterminées.

Si $t = \frac{l}{V}$ diminue progressivement, c'est-à-dire, si la masse m devient de plus en plus courte, c'est la période pendant laquelle la pression est maxima qui diminue. Elle est égale aux deux autres lorsque $t = \tau$, et devient nulle pour $t = \frac{1}{2}\tau$. Dans ce cas, la matière des bases a et a' commence à se détendre dès qu'elle a atteint la pression II. Si t et l continuent à diminuer, les couches da, da' n'atteignent même pas la pression $\Pi = \frac{v_0 - v'_0}{2}\sqrt{\frac{dE}{g}}$, la quantité de mouvement emmagasinée dans la masse m étant insuffisante.

Si nous supposons maintenant que $\tau = 2t = t'$, il est aisé de se rendre compte, sur un diagramme, de ce qui se passe.

Fig. 14



On voit que les impulsions se répartissent sur toute la longueur des masses, et que le choc a plus d'action sur m que sur m', puisque l'onde croissante traverse deux fois chaque couche de m, et l'onde décroissante également, tandis que les couches de m' ne sont traversées qu'une fois par chacune de ces ondes.

Dans le cas des solides invariables, pour lesquels $V = \infty$, chaque impulsion se répartit immédiatement entre toutes les couches de l'une et l'autre masse, et la dissymétrie est complète pour les vitesses comme pour les masses.

Remarquons encore que, d'après l'équation

$$\varphi(\tau) = \frac{v_0 - v'_0}{2}\sqrt{\frac{dE}{g}},$$

la valeur de τ varie avec celle de la vitesse relative, contrairement à ce qui a lieu dans le choc des solides invariables sur matelas d'air, pour lesquels :

$$t = K\sqrt{\frac{m x_0}{p'_0}},$$

et à ce qui a lieu également pour le choc des solides élastiques sans tampons :

$$t = \frac{l}{V}.$$

Dans le cas qui nous occupe, τ doit augmenter quand $v_0 - v'_0$ diminue. Voigt a trouvé que dans le cas où $v' = 0$, et où les vitesses v_0 sont faibles :

$$t = \frac{K}{v_0}.$$

Le tableau suivant résume les données principales du phénomène pour différentes valeurs du rapport

$$\rho = \frac{\tau}{t} = \frac{\lambda}{l},$$

qui joue un rôle important, et en admettant toujours que $v_0 > v'_0$ et $l < l'$.

RT $\frac{\tau}{t}$	DURÉE du choc.	PRESSION maxima.	VITESSES FINALES. m.	VITESSES FINALES. m'.	OBSERVATIONS.
		Solides élastiques sans tampons interposés.			
0	$2t$	$\Pi = \frac{v_0 - v'_0}{2}\sqrt{\frac{dE}{g}}$	$v_2 = v'_0$	$v'_2 = v'_0$ et une onde.	Changements brusques de vitesse par couches.
		Solides élastiques avec tampons interposés.			
1	$2t + \tau$	$\Pi = \frac{v_0 - v'_0}{2}\sqrt{\frac{dE}{g}}$	$v_2 = v'_0$	v'_0 et une onde alternativement comprimée et déprimée.	La matière change progressivement de vitesse par couches.
1	$3t$ ou 3τ				
1	2τ ou $2\tau + (2t - \tau)$				
1	2τ	$\Pi \lesseqgtr \frac{v_0 - v'_0}{2}\sqrt{\frac{dE}{g}}$	$v_2 \lesseqgtr v_0$	$v_2 \gtreqless v'_0$	»
		Solides invariables avec tampons interposés.			
∞	$2\tau = K\sqrt{\frac{l}{g}}$	»	$< v'_0$	$> v'_0$	Mouvement accéléré ou retardé de l'ensemble de chaque masse.

Nous avons supposé jusqu'à présent que la compression se transmettait avec une vitesse infinie dans les tampons, ce qui n'est pas complètement exact. Il est probable que chaque couche des tampons de choc a une bande

initiale, qui augmente de l'extérieur à l'intérieur, c'est-à-dire en se rapprochant de la matière solide; de plus, ces tampons paraissant en grande partie composés d'air condensé, la vélocité des pressions qui les traversent varie à chaque couche $V = \sqrt{\frac{gh\Delta\frac{c}{c'}}{d}}$ (1), mais est toujours très inférieure à la vélocité des pressions dans les solides $V = \sqrt{\frac{gE}{d}}$, ce qui contribue à faire que la valeur de τ ne soit pas négligeable.

Ce qui précède montre qu'il est fort difficile d'analyser complètement le choc des solides naturels, et de le soumettre au calcul en tenant un compte exact de l'action des extrémités formant tampons de choc, mais si l'on conçoit que leur action devienne prépondérante, lorsque les longueurs et les vitesses des corps sont très faibles, on doit admettre que leur influence est d'autant moins sensible que le choc est plus énergique, et qu'elle finit par être négligeable s'il est assez violent.

En supposant que « pendant toutes les périodes du choc la couche intermédiaire (tampons) a le même coefficient d'élasticité, mais que ce coefficient n'est pas une constante dépendant uniquement de la matière des barres, et qu'il varie avec l'intensité du choc, croît et décroît avec elle », Voigt a posé les équations différentielles du mouvement, en y introduisant un coefficient $c = \frac{eq}{l}$, dans lequel l, q, e sont l'épaisseur, la section et le coefficient d'élasticité moyen de la couche intermédiaire. L'intégration et la discussion des équations le conduisent aux conclusions suivantes :

« Pour $c = \infty$ les choses se passent comme si la couche intermédiaire n'existait pas, et l'on obtient les formules de Newmann et Saint-Venant.

» Pour de faibles vitesses de choc, c doit être très petit », alors on peut négliger certains termes des formules, et « $t = \frac{K}{V_0}$ peut être considéré comme la durée du choc ».

» Dans ce cas extrême les barres se meuvent comme un tout, c'est-à-dire sans déformation interne; on obtient alors la vitesse du centre de gravité au moment de la séparation, en faisant $t = \frac{K}{V_0}$, ce qui donne les formules usuelles déduites de la théorie classique.

» Entre les cas extrêmes, où la couche intermédiaire n'a pas d'influence ($c = \infty$), et où elle produit seule le phénomène du choc ($c = 0$), il y a tous les cas intermédiaires possibles ...

» Par suite, les observations dans lesquelles les vitesses de choc sont faibles doivent tendre à s'accorder avec les formules usuelles, et celles dans

(1) h hauteur barométrique, d densité des gaz, Δ densité du mercure, c, c' chaleurs spécifiques.

lesquelles les vitesses sont grandes avec les formules de Newmann, Saint-Venant. »

Ces conclusions concordent avec celles auxquelles nous sommes arrivés par une autre voie; nous ferons cependant remarquer qu'il ne suffit pas que les vitesses soient faibles pour que les formules usuelles soient applicables; il faut encore, comme nous l'avons montré, que les longueurs des barres soient modérées.

Si la petite barre était très longue, même avec une faible vitesse, le rapport $\frac{\tau}{t}$ serait trop petit, pour que les formules usuelles soient applicables.

VII. — RÉSUMÉ, CONCLUSIONS.

Résumé. — Lorsque deux corps se rencontrent, leurs réactions mutuelles diminuent la vitesse du plus rapide et augmentent celle du plus lent. La théorie classique, en supposant qu'au bout de quelques instants les deux corps ont la même vitesse, et cela quelles que soient leurs longueurs, admet implicitement [1] que les effets du choc mettent le même temps à se faire sentir aux extrémités des deux corps, ce qui ne peut avoir lieu, lorsque les longueurs ne sont pas les mêmes, que si leur vitesse de propagation est infinie,

$$V = \sqrt{\frac{gE}{d}} = \infty \qquad \text{d'où} \qquad E = \infty;$$

autrement dit, elle admet que les solides sont invariables, et alors les termes vagues qu'elle emploie en parlant d'élasticité ne peuvent pas s'appliquer aux corps eux-mêmes, mais à des ressorts qui les sépareraient et réagiraient sur eux. Dans ces conditions, les raisonnements qui servent à établir les formules usuelles du choc sont parfaitement applicables, et nous pouvons conclure que :

La théorie classique, fidèle aux traditions de la mécanique rationnelle, admet implicitement que les solides sont invariables, et ne fait intervenir l'élasticité qu'à l'état de ressorts formant tampons de choc entre les deux corps en présence.

La théorie nouvelle, au contraire, suppose les corps élastiques dans toute leur masse, et tient compte du temps nécessaire pour transmettre à distance les déformations et les pressions qui résultent du choc. Elle admet que les corps sont identiques dans leurs différentes parties, qui toutes se comportent de la même manière, en sorte que les pressions apparaissent et disparaissent

---

[1] Il n'est pas rare que les fondateurs des théories physiques admettent ainsi certaines hypothèses sans s'en rendre bien compte, ou du moins sans le signaler. M. H. Poincaré, dans son remarquable ouvrage *La Science et l'hypothèse,* en cite plusieurs exemples; on lit notamment au chapitre de l'Électrodynamique, page 268 : « Ce qui est remarquable, c'est qu'ici encore, Ampère fait ces deux hypothèses sans s'en apercevoir. »

subitement avec toute leur intensité. Mais elle néglige l'action de la couche superficielle, qui se trouve dans des conditions spéciales.

Les deux théories conduisent à des résultats : identiques, si les masses cylindriques sont pareilles, et de plus en plus différents, si l'une d'elles augmente progressivement de longueur. En poussant les choses à l'extrême, et supposant une des masses infinie par rapport à l'autre, les résultats des deux théories sont les suivants :

MASSES.	THÉORIE CLASSIQUE.	THÉORIE NOUVELLE.
Petite.	Rebondit.	Prend la vitesse de la grande.
Grande.	Conserve sa vitesse.	Conserve sa vitesse, et est parcourue par une onde comprimée.

Le désaccord est complet : D'après la théorie classique, la vitesse relative change de sens, tandis qu'elle devient nulle d'après la théorie nouvelle.

Dans ces conditions, il était nécessaire de consulter l'expérience. Voigt l'a fait, mais malheureusement dans des conditions trop spéciales. Il a employé des barres de petites dimensions, et dont le rapport des longueurs ne dépassait pas 2 ; quant aux vitesses, elles étaient très faibles, $0^m,30$ par seconde au maximum.

Quoi qu'il en soit, les expériences de Voigt, faites avec beaucoup de soin, montrent que :

1° Lorsque la vitesse relative est extrêmement faible, les vitesses après le choc sont sensiblement conformes aux indications de la théorie classique.

2° Lorsque la vitesse relative augmente, les vitesses après le choc s'éloignent progressivement des indications de la théorie classique pour se rapprocher de celles de la théorie nouvelle.

3° Tout ce qui augmente l'élasticité des extrémités des barres cylindriques en leur permettant de faire ressort, dépoli et surtout bombement, rapproche les résultats des indications de la théorie classique, tandis qu'ils s'en éloignent lorsque les extrémités sont bien planes, et parfaitement polies comme le suppose la théorie nouvelle.

4° Dans d'autres expériences, faites sur des plaques de verre, Voigt a constaté qu'il existe à la surface des solides une certaine couche d'air condensé, dont l'épaisseur est d'ailleurs très faible.

Les solides naturels peuvent être considérés comme composés de matière élastique, recouverte par une enveloppe mince plus élastique qu'elle, et formant tout autour une sorte de matelas protecteur ou tampon de choc.

Lorsque les corps se rencontrent, les tampons se compriment les premiers, emmagasinant un peu de force vive et transmettant les pressions croissantes aux solides, qui se déforment et se compriment également. Pendant ce temps, les extrémités choquantes des cylindres ont un mouvement complexe, qui dépend à la fois de leur vitesse initiale et de leur vitesse de compression.

Le rapport suivant :

$$\rho = \frac{\tau}{t} = \frac{\text{temps pendant lequel les bases se rapprochent et la pression augmente}}{\text{temps que la pression met à parcourir la longueur du petit cylindre}}$$

caractérise la nature du choc; il varie entre les limites suivantes qui correspondent aux cas extrêmes :

τ négligeable par rapport à t, ou $\rho = 0$.
Choc de solides élastiques sans tampons.

t négligeable par rapport à τ, ou $\rho = \infty$.
Choc de solides invariables avec tampons.

Les solides naturels étant à la fois élastiques et munis de tampons de choc, les cas de la pratique sont compris entre ces deux limites. Plus le choc est violent, plus il se rapproche du premier cas, l'effet des tampons étant toujours faible. Plus le petit solide est court et plus la vitesse relative est faible, plus les tampons de choc prennent d'importance et plus le phénomène se rapproche du second cas.

Les tampons ont toujours pour résultat d'amortir la violence du choc, en amenant progressivement la pression à son maximum, et l'y faisant rester un peu moins longtemps.

Conclusions. — Comme beaucoup d'autres théories physiques, celle du choc des solides élastiques a procédé par approximations successives:

La théorie classique, toujours formulée en termes un peu vagues, applique les théorèmes généraux de la mécanique sans entrer dans aucun détail. Elle ne se préoccupe pas de la vitesse de propagation des effets du choc dans la matière, aussi n'est-elle applicable que dans les cas particuliers où cette omission est sans inconvénients : solides identiques, ou traversés dans le même temps par les pressions, solides pouvant être considérés comme invariables par suite de leur faible vitesse relative ou de leur peu de longueur. En réalité, c'est la théorie du choc des solides invariables séparés par des tampons élastiques.

La théorie nouvelle est plus précise, et serre de plus près le phénomène; elle tient compte de la vélocité des déformations et des pressions résultant du choc, mais elle néglige l'influence de la couche superficielle, qui est extrêmement mince, et suppose les corps en présence identiques dans toute leur longueur. Cette théorie paraît conduire aux véritables lois du choc des corps élastiques, lorsqu'il est bien caractérisé, et assez intense pour que les effets accessoires soient négligeables.

Il n'est pas étonnant qu'établies dans des conditions aussi différentes, les deux théories ne conduisent pas aux mêmes résultats, lorsque les deux corps ne sont pas identiques; pour trancher la question, il convenait de consulter la nature elle-même.

Les expériences de Voigt ont été faites dans des conditions spéciales, où des causes secondaires pouvaient prendre une grande importance, et même devenir prépondérantes [1]. Elles ont montré que l'influence de la couche superficielle, du bombé et du poli des surfaces, n'est pas négligeable lorsque l'intensité et la durée du choc sont faibles, ce qui a lieu lorsque la vitesse relative des corps et la longueur du plus petit sont faibles elles-mêmes.

Les solides naturels étant à la fois élastiques par eux-mêmes, et munis d'une enveloppe mince plus élastique que la matière qui les compose, il est naturel que, pour eux, le phénomène du choc soit complexe, et que, suivant les circonstances, les résultats observés se rapprochent soit des indications de la théorie classique, soit de celles de la théorie nouvelle. Si le choc est très faible, la couche superficielle peut l'amortir, et alors son action est prépondérante, tandis qu'elle diminue d'importance, à mesure que l'intensité du phénomène augmente, et que l'élasticité de la masse agit davantage.

De nouvelles expériences complétant celles de Voigt seraient utiles pour élucider complètement la question. Elles devraient s'étendre jusqu'à la vitesse correspondant à la limite de l'élasticité, et comporter des rapports très variés entre les longueurs des deux masses. Il conviendrait d'étudier également la transmission des pressions au travers d'une longue barre, qu'on placerait entre deux petites, en la faisant choquer par une de celles-ci. Pour bien montrer l'importance de ces expériences, et l'intérêt qu'il y aurait à établir la théorie du choc sur des bases indiscutables, il suffit de rappeler que la *théorie cinétique de la matière,* basée sur le choc des molécules entre elles, donne une explication mécanique des lois qui régissent les gaz (loi de Mariotte, etc.), et que son domaine commence à s'étendre aux liquides, grâce aux travaux de Van der Waals.

---

[1] Voigt ne parle pas de la masse des fils qui suspendent les barres soumises au choc; son influence peut s'ajouter à celle de la couche superficielle.

ÉTUDES HYDRODYNAMIQUES.

APPLICATION DE LA THÉORIE DE LA SOURCE ET DU PUITS

EXTENSION A TROIS DIMENSIONS,

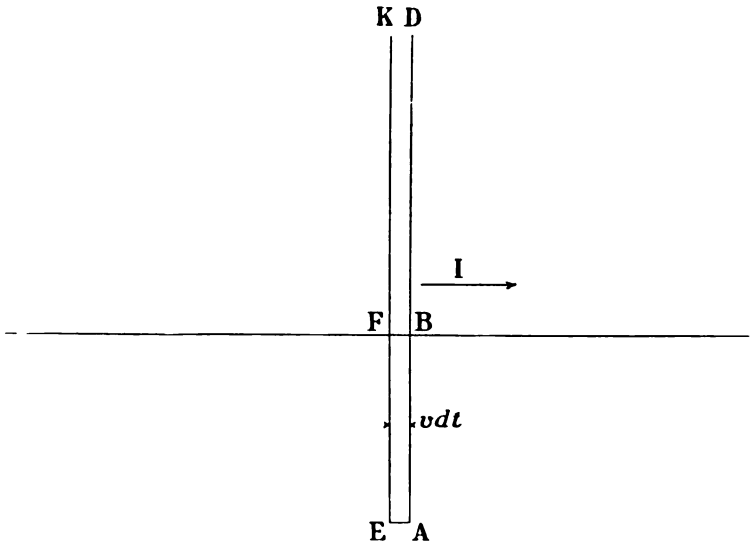
PAR M. VAN MEERTEN,
Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, en retraite.

Il n'est pas besoin d'insister sur la haute importance pour la science en général, et spécialement pour celle de l'architecture navale, de l'étude des filets d'eau, *streamlines*, comme les Anglais les appellent; cette étude se rattache à bien d'autres: celles de la résistance d'un navire en marche, la résistance de la carène au roulis, la dérive d'un navire sous voiles, l'action du gouvernail, du propulseur, etc. Aussi n'est-il pas étonnant de voir que tant de personnes se sont occupées de cette étude; mais, jusqu'à présent, on ne s'est occupé de l'étude des phénomènes, que considérés sous deux dimensions seulement, et dans le plan horizontal; encore suppose-t-on le cas d'un corps totalement immergé. L'auteur de la présente étude pense avoir trouvé dans la méthode de recherche d'un ingénieur Américain le moyen d'étudier les phénomènes, dans le cas d'un corps partiellement immergé dans le plan vertical, et assujetti à l'action de la gravité.

Supposons, par exemple, une planche ou tôle mince représentée par sa coupe verticale AD (*fig.* 1), se mouvant avec la vitesse v dans la direction de la flèche I. Supposons que dans l'espace de temps dt, la planche ou la tôle mince s'avance avec une vitesse v de la position EK à la position AD, à une distance vdt de sa position initiale; il en résultera d'abord que l'espace AEFB sera vidé d'eau; l'eau qui la remplissait sera poussée en avant; mais l'eau en avant de AD s'y opposera, et en conséquence elle sera poussée en avant, mais forcera la première à s'élever, à monter en avant de la tôle et à descendre, en entraînant d'autres masses d'eau, et après, en passant sous la planche, elle va remplir l'espace resté vide par derrière. Supposons maintenant le système entier, tôle et eau, doué d'un mouvement de translation inverse du mouvement dont nous supposons la tôle douée; sans rien changer aux conditions

hydrodynamiques et cinématiques, nous serons passés du cas d'une tôle se mouvant avec une vitesse v de gauche à droite, dans une mer en repos, à celui d'une tôle en repos dans un courant d'eau de droite à gauche, doué de la même vitesse v. L'accumulation en avant, et l'évidement d'eau en

Fig. 1.



arrière de la planche, qui naîtront de la manière décrite, peuvent être comparés à une source et un puits en avant et en arrière de la tôle. Ainsi, pour étudier les filets d'eau, qui sont créés par une tôle marchant à une vitesse constante dans une mer de profondeur infinie, nous pouvons imaginer une tôle en repos et suspendue dans la mer; en avant de la tôle l'eau jaillit tout le long de la surface mouillée, et en arrière l'eau est aspirée aussi tout le long de la surface mouillée; en d'autres termes, en avant, tout le long de la surface mouillée, il y aura une source, et en arrière un puits, tous deux agissant dans un milieu d'eau douée d'un mouvement de translation constant. Nous devons à M. D. W. Taylor, Ingénieur de la Marine des États-Unis d'Amérique, Directeur du bassin expérimental de Washington, l'indication de la similitude des lignes ou filets d'eau créés par des sources et des puits dans un milieu en mouvement, avec ceux créés par des corps en mouvement. Comme feu le professeur W. J. Macquorn Rankine, avant lui, M. Taylor, dans son étude publiée dans le Volume XXXV des Transactions de l'*Institution of Naval Architects*, ne considère que le cas du mouvement dans le plan horizontal, c'est-à-dire le cas dans lequel l'action de la pesanteur n'a pas d'influence sur les mouvements. En se référant aux travaux du célèbre professeur Écossais, et de l'ingénieur Américain, le résumé suivant de la théorie suffira pour le but proposé.

La forme des filets d'eau a pour équation une fonction ψ, telle que

$$u = \text{vélocité dans le sens de } x = \frac{d\psi}{dy}.$$

et

$$v = \text{vélocité dans le sens de } y = -\frac{d\psi}{dx},$$

Cette fonction ψ est constante pour un certain filet, et proportionnelle à la masse d'eau se mouvant entre le filet et les axes du système des coordonnées.

Nous devons à M. Clerk Maxwell une construction pour déterminer la forme des filets d'eau. Le mouvement définitif d'une molécule d'eau étant la résultante des mouvements primaires, nous aurons en général

$$\Psi = \Sigma\varphi,$$

dans lequel Ψ signifie la fonction de la résultante. M. Maxwell en conclut la construction suivante: il commence par construire une série des mouvements primaires; les filets résultants passeront par les points d'entrecroisement des filets composants. Plus tard nous retrouverons cette construction.

Dans tout ce qui suit, nous supposerons avoir affaire à un liquide parfait sans viscosité, et se déplaçant sans frottement interne ni externe, mais que nous nommerons de l'eau, quoique l'eau ne soit pas strictement un liquide parfait.

Le premier cas que nous allons considérer est celui d'une source jaillissant d'un seul point dans l'espace rempli d'eau, entre deux plaques horizontales de dimensions infinies. Il est clair que dans ce cas l'eau rayonnera en lignes droites divergentes à partir de la source. Le cas sera représenté par la formule

$$\psi = \frac{a\theta}{2\pi},$$

θ étant l'angle d'un quelconque des filets d'eau avec l'axe des x. La quantité $\frac{a}{2\pi}$ représente la force de la source.

Le second cas est un puits dans les mêmes conditions; il est tout à fait analogue au premier, sauf que les molécules, au lieu de diverger, convergent vers le puits. La formule sera

$$\psi = -\frac{a\theta}{2\pi}.$$

Le troisième cas est une fissure ou source de longueur infinie. Les molécules se meuvent dans ce cas en lignes parallèles. Supposons la fissure d'où l'eau sort parallèle à l'axe des x, les filets seront parallèles à celle des y. La formule sera simplement

$$\psi = bx,$$

b représentant la force de la source.

Supposons la source à une distance infinie de l'axe des x, nous aurons le cas d'un courant d'eau.

Le cas d'un puits est parfaitement semblable au précédent, le signe changera seulement de + en —, si puits et source se trouvent du même côté de l'axe des x.

Considérons le cas d'une source combinée avec un puits au-dessous de l'axe des x, à une distance infinie, créant un courant d'eau de haut en bas.

Nous aurons

$$\Psi = \frac{a\theta}{2\pi} - bx.$$

Le cas est représenté par la figure 2. Nous construisons une série de rayons, dont l'angle avec l'axe des x sera respectivement $\Delta\theta$, $2\Delta\theta$, $3\Delta\theta$, etc., puis une série de lignes verticales représentées par $b\Delta x$, $2b\Delta x$, $3b\Delta x$, etc. Les lignes passant par les entrecroisements de ces deux systèmes de filets d'eau, en tenant compte de la direction des mouvements, représenteront les filets d'eau résultant de l'interférence des deux systèmes (construction Maxwell). Chacun de ces filets d'eau a une asymptote dans une des lignes représentant un filet d'eau primaire vertical. Si l'angle sous lequel un filet sort de la source est $\theta = n\Delta\theta$, alors l'ordonnée x de l'asymptote sera

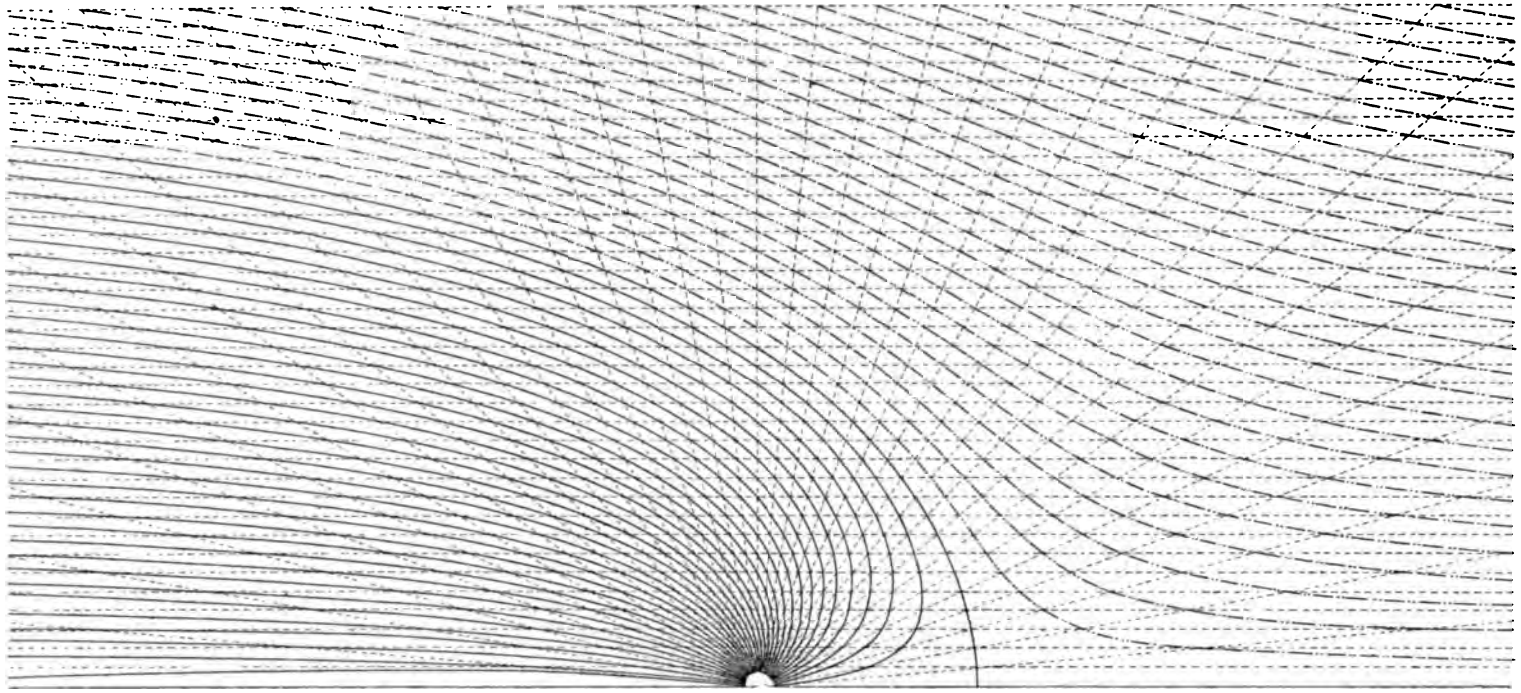
$$\frac{\pi}{2\Delta\theta} + n\Delta x.$$

Parmi les filets d'eau créés, il y en aura un qui sera la limite entre deux groupes. Le premier groupe sera constitué par des filets qui véritablement sortiront de la source; le second est formé par les filets qui se perdront dans a fissure. Supposons que cette dernière ne soit que la distance des deux asymptotes du filet d'eau séparant les deux groupes. La masse d'eau extérieure restera alors en repos; en dedans, les molécules marcheront suivant les lignes construites.

Considérons maintenant le mouvement d'un jet d'eau dans le plan vertical. Si l'eau est lancée hors de la mer, elle sera douée de deux mouvements, l'un constant en vitesse dans la direction où elle a été lancée, l'autre de haut en bas avec une vitesse accélérée de g. Le mouvement résultant sera une parabole. Mais si, au lieu d'une seule molécule, nous avons une source jaillissant hors de l'eau, les diverses molécules décriront toutes des paraboles divergentes; en conséquence il y aura désintégration de l'eau de la source.

Si, au contraire, la source jaillit dans un milieu rempli d'eau, la désintégration est impossible, le mouvement de haut en bas ne peut se passer qu'à vitesse constante. Une source jaillissant entre deux plans verticaux présentera les mêmes phénomènes qu'une source jaillissant entre deux plans horizontaux, sous l'action d'un puits de profondeur infinie, et de largeur égale à la distance des deux asymptotes au filet d'eau limitant les filets sortant de la source. Voilà la solution du cas d'une source agissant sous l'action de la

Fig. 2.



gravité entre deux plans verticaux, dans un milieu liquide de dimensions illimitées en hauteur, profondeur et longueur. L'eau en dehors de la limite citée étant parfaitement en repos, la largeur du puits étant limitée par les asymptotes de cette limite, on peut enlever l'eau au-dessus d'un certain niveau, sans que rien change dans les conditions du mouvement de l'eau, pourvu que le niveau reste au-dessus du sommet de la limite, parce que si le niveau s'abaissait encore, les filets d'eau marcheraient partiellement dans un espace libre, et la désintégration s'ensuivrait. Voici le cas d'une source dans une mer de hauteur limitée, mais de profondeur illimitée.

Le cas d'un puits dans une mer de dimensions infinies est parfaitement analogue à celui d'une source, seulement il faut renverser la figure ; l'eau, dans ce cas, pour arriver au puits, doit venir d'en haut.

Mais pour arriver au cas d'un puits agissant à quelque distance du niveau d'une mer de hauteur finie, nous devons suivre un raisonnement d'un tout autre genre. Ce cas ne peut être déduit du cas d'une mer à hauteur illimitée. C'est en vain que j'ai tâché de l'en déduire. L'eau ne pouvant parvenir d'en haut au puits, parce que la quantité au-dessus du puits est limitée, doit lui arriver d'à côté, et d'en bas. Le raisonnement suivant cependant conduit au résultat. Supposons deux puits P et P′, placés à égale distance au-dessus et au-dessous de l'axe des x, et de force égale, les fonctions sont

$$\Psi_1 = \frac{a\theta_1}{2\pi} \quad \text{et} \quad \Psi_2 = \frac{a\theta_2}{2\pi}.$$

Ensuite nous aurons, pour la fonction résultante,

$$\Psi = \frac{a}{2\pi}(\theta_1 + \theta_2).$$

Dans la figure 3a (*Pl. I*), nous avons construit à droite de l'axe des y les filets d'eau résultants. Supposons une cloison dans l'axe des x, séparant les filets d'eau du puits supérieur de ceux du puits inférieur, rien ne changera dans le système. Enlevons la partie supérieure, rien ne sera changé encore, sauf que la masse d'eau restante exercera une pression contre la cloison; auparavant, l'équilibre entre les filets supérieurs et inférieurs existait par la réaction mutuelle des masses en mouvement, mais cette réaction équilibrée doit être remplacée par la réaction de la cloison. Si nous enlevions la cloison, les mouvements changeraient immédiatement. Remarquons que, les molécules avoisinant la cloison se mouvant en ligne droite, la pression sera constante et verticale tout le long de la cloison. Si nous faisons tourner le système autour de l'axe des x d'un angle droit, nous aurons le cas du puits dans une mer de hauteur limitée, agissant dans le plan vertical. Maintenant nous pouvons enlever la cloison, parce que la gravité empêchera les molécules de s'élever au-dessus du niveau.

Le résultat me paraissait d'abord étrange, parce qu'en réalité nous aurons,

au lieu d'un niveau plan, un niveau de forme analogue à celle de la figure 4, c'est-à-dire une ligne courbe, dont le niveau original sera l'asymptote, et qui coupe normalement l'axe des y. Mais, en réfléchissant, la chose s'expliquerait parfaitement par la friction interne des molécules, et la friction externe avec l'air ambiant. Mais, comme nous l'avons dit au début, nous considérons un liquide parfait. Avec un liquide imparfait, les molécules ont besoin de glisser le long d'une pente, pour rester en mouvement continu et constant; la gravité faisant équilibre à la friction pour un liquide parfait, les molécules restent en mouvement dans un plan horizontal, et ne changent pas de vitesse (1).

En rapprochant les deux puits l'un de l'autre, on verra que les filets deviennent de plus en plus tendus, jusqu'à la limite où ils deviennent des lignes droites. Cette limite est atteinte, quand les deux puits se couvrent, et se réunissent en un seul. Enlevons la partie située au-dessus de l'axe des x, nous aurons le cas d'un puits au niveau de la mer. Les filets, dans ce cas, sont des lignes droites rayonnant autour du puits au-dessous de l'axe des x.

La figure 3 *b* (*Pl. I*) représente le cas d'un puits dans un courant d'eau; dans la partie supérieure, les lignes auxiliaires de construction ont été seules tracées. Ainsi la figure représente exactement le cas d'un puits extrayant de l'eau sous l'action de la pesanteur, d'une mer de hauteur limitée en mouvement.

Ces deux cas, c'est-à-dire celui d'un puits et d'une source agissant sous l'action de la pesanteur, dans une mer de hauteur limitée, sont les bases de l'étude des filets d'eau à trois dimensions.

Si le temps ne me pressait horriblement, j'aurais ajouté à mon étude plusieurs autres cas; mais, pour montrer de quelle manière la méthode de la source et du puits peut être appliquée pour résoudre des questions d'hydrodynamique, je n'examinerai plus qu'un seul cas, celui d'un puits allongé ou d'une fissure; le cas est représenté par la figure 5.

Supposons une fissure ABCD, limitée à sa partie inférieure. Pour étudier le cas, supposons que nous fermions la partie inférieure par une cloison EF. L'eau sera alors entraînée vers la fissure, en lignes droites parallèles à la cloison. Si nous enlevons cette cloison, il arrivera que, AB étant ouvert, l'eau sera entraînée vers le puits par la partie AB. Depuis EA jusqu'à AF, l'eau sera aspirée vers le puits en lignes convergentes. Mais l'eau ainsi aspirée réduira d'autant celle que le puits demande à la masse d'eau située au-dessus de EF. Ainsi, au-dessus de EF, nous pouvons supposer un puits négatif, ou ce qui revient au même, une source, dont les filets d'eau rayonnent autour de A au-dessus de EF. Les filets résultants ont été esquissés à droite de la figure.

Si la fissure était fermée également en haut, nous n'aurions qu'à répéter le

---

(1) Il est clair que, si nous connaissions le coefficient de friction interne et externe, la forme du niveau se déduirait des vitesses relatives des molécules.

Fig. 4.

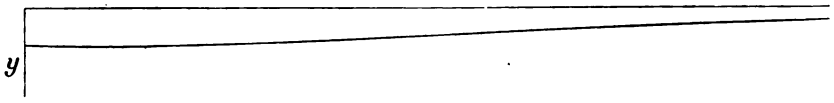
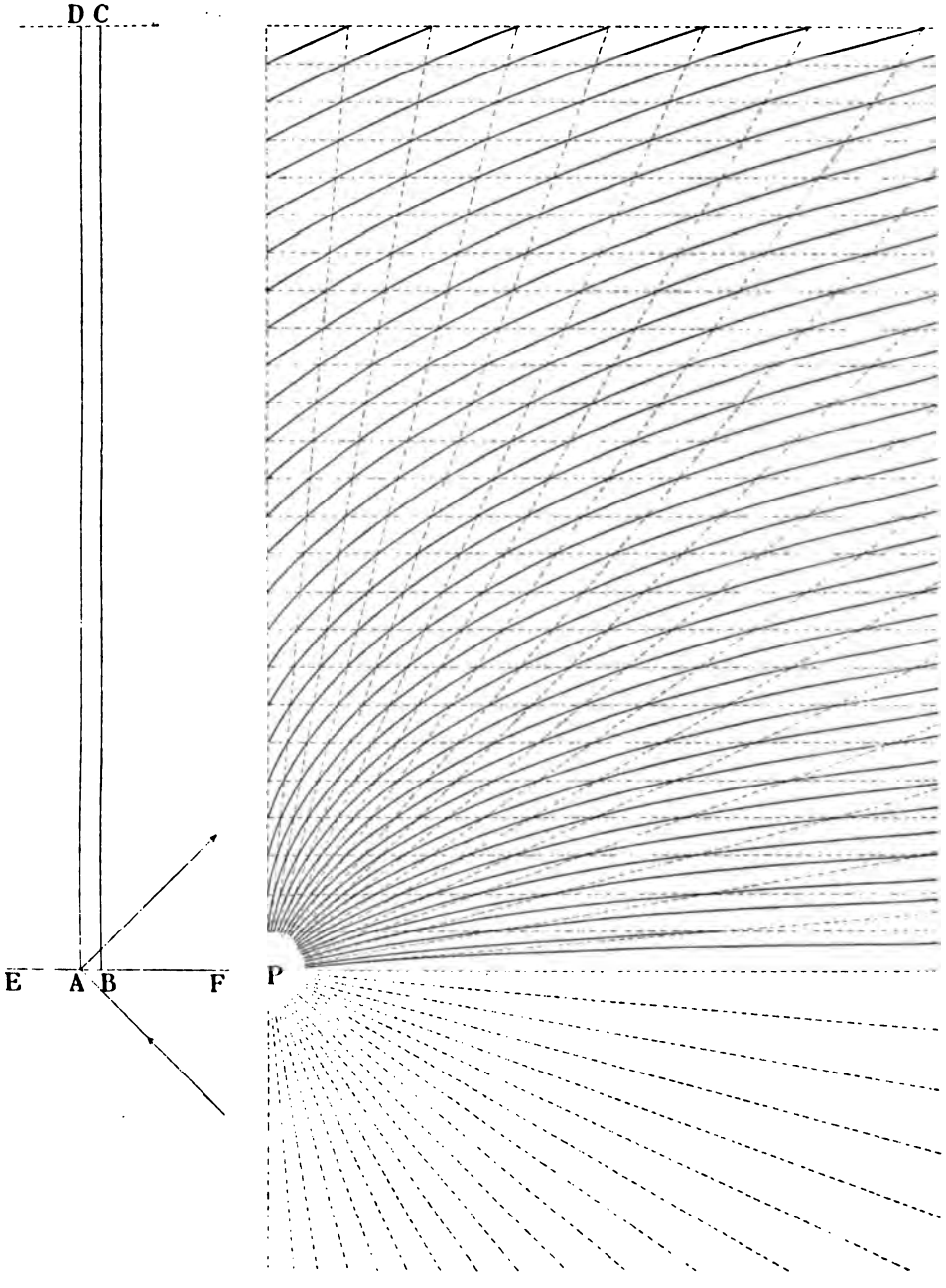


Fig. 5.



même raisonnement, et à chercher les filets résultant des divers systèmes de filets primaires.

Ce qui précède fournit les moyens de poser théoriquement la question des filets d'eau créés par un navire quelconque. Supposons que celui-ci avance dans un temps dt de la distance vdt. Qu'arrivera-t-il? Supposons le navire divisé en deux parties, la limite de ces parties étant le lieu géométrique des maxima des lignes d'eau; en avant de cette limite nous aurons des sources, et en arrière des puits tout le long de la surface mouillée. La force et la direction de ces puits et sources dépendra de la quantité vdt, et de l'angle de l'élément avec la direction du mouvement. Imaginons le tout dans un courant d'eau, nous aurons les données du problème.

Ainsi, le chemin est ouvert pour la solution la plus générale, la plus étendue du problème des filets d'eau créés par un corps totalement ou partiellement immergé. Cependant je ne nie pas que le chemin est encore long, très long, et qu'avant d'arriver à une solution pratique, encore beaucoup d'eau sillonnera les flancs des navires, avant que l'architecte naval soit en état de calculer la résistance d'un navire sans l'assistance d'un bassin expérimental, tel que celui que j'ai proposé l'année dernière. Car, après tout, le but final de l'étude, ce n'est pas seulement de déterminer la forme des filets; ce n'est que le moyen d'arriver au résultat définitif : la résistance créée par la forme d'un navire, l'action du propulseur, etc. Mais, comme je viens de le dire, le chemin est ouvert; les premiers pas sont faits, et, comme le proverbe l'enseigne, il n'y a que le premier pas qui coûte.

Que bientôt le chemin que M. Taylor nous a montré nous mène au but poursuivi par l'architecte naval scientifique : la substitution des méthodes analytiques aux procédés expérimentaux et empiriques!

VITESSES PROGRESSIVES DU NAVIRE,

PAR M. B. AFONASSIEF,
Sous-Inspecteur général des travaux mécaniques de la Marine Impériale Russe.

Dans ce qui suit, les lettres ci-après désignées signifient :

H, la puissance maximum en chevaux indiqués de toutes les machines motrices en fonctionnement;

V, la vitesse maximum en nœuds correspondant à la puissance maximum sur une eau d'une profondeur moyenne de T mètres, ou sagènes marines (de 6 pieds anglais);

h, la puissance des machines motrices en chevaux indiqués, nécessaires pour donner au même navire une vitesse de v nœuds, inférieure à la vitesse maximum, et sur une eau de la même profondeur;

L, la longueur du navire entre perpendiculaires à la flottaison (de l'étrave jusqu'à l'arête avant de l'étambot), en mètres;

B, la largeur au fort de la carène, en mètres;

t, le tirant d'eau moyen du navire, en mètres, ou en sagènes marines.

Soient :

$$K = \frac{L}{B}; \qquad i = \frac{v}{V}; \qquad \mu = \frac{t}{T}. \tag{1}$$

Notre formule (2) donne une relation entre les puissances des machines motrices exprimées en chevaux indiqués et les vitesses correspondantes en nœuds :

$$\frac{h}{H} = \left(\frac{v}{V}\right)^p \tag{2}$$

où

$$p = 2 + i + C(1 - i)i^2 \tag{3}$$

et

$$C = K.10^{\mu - 0,2}. \tag{4}$$

La valeur de l'exposant p diminue en tendant vers 2, avec la diminution de

la valeur du rapport des vitesses i, et tend vers 3 avec l'augmentation de la valeur de i.

Entre ces limites, la valeur de l'exposant p atteint son maximum pour un rapport des vitesses i_0, répondant à l'équation

$$1 + 2C(1 - i_0)i_0 - C.i_0^2 = 0,$$

d'où

$$i_0 = \frac{1}{3} + \sqrt{\frac{1}{9} + \frac{1}{3C}}. \tag{5}$$

En prenant les valeurs des i pour les abscisses, et les rapports des puissances h : H, déterminés d'après notre formule (2), pour les ordonnées, nous pouvons facilement tracer les courbes des vitesses progressives d'un navire quelconque, en employant surtout les tableaux I et II.

D'après la courbe tracée, nous pouvons, connaissant la puissance maximum en chevaux indiqués des machines du navire, déterminer la vitesse correspondante en nœuds, si l'on connaît une puissance h observée, et la vitesse correspondante v constatée.

Ayant le rapport des puissances h : H d'après la courbe, nous déterminons le rapport des vitesses correspondantes v : V, d'où résulte la vitesse cherchée V.

Le tableau III donne les résultats obtenus pendant les essais du croiseur Danois *Hekla*, avec ses deux hélices en fonctionnement.

Nous avons pour ce croiseur $K = 7$, et les valeurs des i et des h : H figurant dans ledit tableau III, sont calculées en prenant

$$V = 17^n; \qquad H = 2980^{chx}.$$

Nous ne connaissons pas la profondeur d'eau de la base sur laquelle on a essayé le croiseur; en prenant en considération son tirant d'eau moyen $3^m,41$, nous pouvons admettre qu'on a fait les essais sur une profondeur cinq fois plus grande que le tirant d'eau du navire; donc, $\mu = 0,2$.

Dans cette hypothèse, nous trouvons les valeurs suivantes pour les caractéristiques du navire :

$$\mu = 0,2; \qquad K = 7; \qquad C = 7.$$

Sur la courbe tracée facilement d'après ces données, nous portons également les points déterminés d'après les résultats réels observés aux essais. Ces points coïncident avec la courbe tracée pour toutes les vitesses entre 3^n et 17^n.

Le tableau IV contient les résultats des essais du cuirassé *Général-Amiral Apraxine*, faits sur la base officielle près de Cronstadt, avec une profondeur d'eau moyenne de 14 sagènes marines ($25^m,6$).

Ce cuirassé avait pendant les essais un tirant d'eau de $5^{m},64$.

Dans ces conditions les caractéristiques du navire sont

$$K = 5,41; \qquad \mu = 0,22; \qquad C = 5,66.$$

Donc il est possible de construire la courbe des vitesses progressives pour ce navire.

La puissance des machines motrices pendant les essais n'a pas atteint sa valeur maximum de 5000^{chx} indiqués.

Pour déterminer la vitesse correspondant à cette dernière puissance, nous procédons de la manière suivante :

Prenons un quelconque des résultats observés pour ce navire ; par exemple

$$v = 11^{n},24; \qquad h = 2043^{chx}.$$

Le rapport des puissances des machines motrices étant

$$2043 : 5000 = 0,409,$$

nous trouvons sur notre courbe des vitesses progressives le rapport des vitesses correspondantes

$$11,24 : V = 0,787,$$

d'où

$$V = 14^{n},6.$$

Le tableau IV nous donne les valeurs des rapports $i = (v : 14,6)$ et $(h : 5000)$.

Le même tableau IV contient les valeurs correspondant aux valeurs des i

$$G = h : H,$$

déterminées d'après notre courbe des vitesses progressives.

Ces résultats obtenus par l'application de nos formules indiquent leur valeur pratique.

Le tableau V nous donne les résultats obtenus pendant les essais du croiseur *Svetlana,* faits sur la base officielle de Cronstadt.

Nous avons pour ce croiseur

$$t = 5^{m},96, \qquad K = 7,78; \qquad \mu = 0,22; \qquad C = 8,05.$$

Après avoir tracé la courbe des vitesses progressives, nous cherchons la vitesse maximum propre à ce croiseur pour la puissance maximum de ses machines, 9500^{chx}, en connaissant le rapport des puissances obtenue et maximum

$$6994 : 9500 = 0,736.$$

Cette valeur de $h : H$ nous détermine d'après notre courbe le rapport des vitesses correspondantes aux puissances indiquées

$$17,56 : V = 0,922,$$

d'où

$$V = 19^{n},25.$$

Le tableau V contient les valeurs de $i = (v : 19,25)$ et de $(h : 9500)$.

Le même tableau V nous donne les valeurs de $G = (h : H)$, déterminées d'après notre courbe des vitesses progressives.

Une étude comparative des deux dernières colonnes du tableau V nous donne la vérification de nos formules.

Les résultats obtenus aux essais officiels du croiseur *Svetlana* ont été les suivants (pour le tirant d'eau $t = 5^{m},79$) :

$$H = 9669^{chx}; \quad N = 132,5; \quad V = 19^{n},15,$$

où N est le nombre des tours des machines.

Le tableau VI contient les résultats des essais du cuirassé *Poltava*, faits sur la base officielle de Cronstadt.

La profondeur d'eau de la base est 14 sagènes marines. Le tirant d'eau du cuirassé au jour des essais a été $t = 8^{m},27$.

Donc nous avons pour les caractéristiques dudit cuirassé :

$$t = 8^{m},27; \quad K = 5,09; \quad \mu = 0,32; \quad C = 6,71.$$

La puissance maximum connue de ses machines est en chevaux indiqués $H = 11250$.

Le rapport des puissances observée et connue :

$$9100 : 11250 = 0,810,$$

nous donne, d'après la courbe tracée, le rapport des vitesses correspondantes :

$$16,36 : V = 0,938,$$

d'où

$$V = 17^{n},3.$$

Pendant les essais officiels de recette du cuirassé *Poltava*, on a obtenu :

$$H = 11255^{chx}; \quad N = 87,9; \quad V = 16^{n},29.$$

où N est le nombre des tours des machines par minute. Le tirant d'eau pendant ces essais $t = 7^{m},78$.

Cette différence entre les vitesses déterminées d'après notre courbe des vitesses progressives, et celles observées aux essais officiels nous permet d'admettre l'influence de la profondeur d'eau sur la vitesse.

Il est évident pour nous que les essais officiels du cuirassé *Poltava* ont eu lieu sur une eau dont la profondeur dépassait 14 sagènes marines.

Le tableau VI contient les valeurs pour $i = (v : 17,3)$ et $(h : 11250)$.

Le même tableau nous indique également les valeurs des rapports des

puissances $G = h : H$ déterminées d'après notre courbe des vitesses progressives.

Une étude de ces données nous permet de voir que les points correspondant aux résultats réels des essais correspondent très bien à ceux déterminés d'après notre courbe des vitesses progressives.

Le tableau VII contient les résultats des essais obtenus pour le croiseur *Vitiase* en eau profonde. Les valeurs des i et des $(h : H)$ sont calculées en prenant pour

$$V = 13^{n},3; \qquad H = 2190^{chx}.$$

La dernière colonne de ce tableau donne les valeurs de $G = (h : H)$ déterminées d'après notre courbe des vitesses progressives, laquelle est tracée pour les caractéristiques propres au croiseur *Vitiase*

$$K = 5,89; \qquad \mu = 0; \qquad C = 3,72.$$

La comparaison des deux dernières colonnes du tableau VII nous montre la valeur pratique de nos formules. Les différences entre les valeurs de $(h : H)$ calculées d'après les résultats réels des essais du navire, et celles de G relevées sur notre courbe, pour les mêmes valeurs des rapports des vitesses i, sont insignifiantes.

Le tableau VIII contient les résultats des essais du torpilleur *Bercoute*, faits sur la base officielle à Cronstadt.

Le tirant d'eau de ce torpilleur est $t = 1^{m},65$; donc nous pouvons prendre $\mu = 0$, $K = 10,27$ et $C = 6,48$.

Les valeurs des i et des $(h : H)$ du tableau VIII sont calculées en prenant

$$V = 23^{n},8; \qquad H = 3027^{chx}.$$

Sur le diagramme tracé, nous avons porté les points déterminés d'après les résultats des observations réelles faites pendant les essais de ce navire.

Ces points correspondent à notre courbe des vitesses progressives.

Nos formules et nos courbes des vitesses progressives sont applicables dans le cas d'utilisation d'une partie des hélices propulsives du navire.

Dans ce cas spécial la profondeur d'eau n'a pas d'influence sur la vitesse, parce que les hélices débrayées présentent une résistance considérable pour le mouvement du navire; donc $\mu = 0$.

Le tableau IX contient les résultats d'expériences faites avec le croiseur Danois *Hekla* employant une de ses deux hélices; la courbe des vitesses progressives pour ce navire est tracée en prenant

$$\mu = 0; \qquad K = 7; \qquad C = 4,4.$$

La puissance maxima d'une seule machine du croiseur, d'après le tableau III, est 1490^{chx}.

Le rapport des puissances observée et connue est égal à

$$1400 : 1490 = 0,940.$$

Pour cette valeur de $h : H$, nous trouvons sur notre courbe la valeur du rapport des vitesses

$$12 : V = 0,970.$$

d'où

$$V = 12^{n},4.$$

Le tableau IX contient les valeurs des $i = (h : 12,4)$ et des $(h : 1490)$.

La dernière colonne nous donne les ordonnées G relevées sur notre courbe pour les mêmes valeurs des rapports des vitesses i.

Prenons la courbe tracée pour la marche du croiseur *Hekla* à deux hélices en eau profonde; donc $\mu = 0$.

Traçons une autre courbe pour le cas de marche avec une seule hélice en calculant les coordonnées d'après les relations

$$i = v : 17; \qquad h : 2980,$$

c'est-à-dire en les rapportant aux valeurs suivantes :

$$V = 17^{n}; \qquad H = 2980^{chx},$$

correspondant au cas de fonctionnement de deux hélices.

L'extrémité de cette courbe a pour abscisse le rapport des vitesses

$$\alpha = 12,4 : 17 = 0,729,$$

réalisées avec une hélice, et avec toutes les deux, et pour ordonnée, le rapport des puissances correspondantes

$$\beta = 1490 : 2980 = \tfrac{1}{2},$$

développées avec une seule machine et avec toutes les deux.

Maintenant nous pouvons tracer plus facilement la deuxième courbe, en prenant pour les coordonnées les valeurs obtenues en multipliant les coordonnées de la première courbe par les coefficients α et β déterminés plus haut.

Cette deuxième courbe se place au-dessus de la courbe originelle, et donne en conséquence, pour toutes les vitesses réalisées avec une seule hélice, des valeurs de la puissance indiquée beaucoup plus grandes que celles qu'il faut développer en employant les deux hélices.

Les différences entre les ordonnées de ces deux courbes déterminent évidemment les parties de la puissance totale indiquée, nécessaires pour vaincre la résistance présentée au mouvement du navire par son hélice non employée, et par la position inclinée du gouvernail.

Ainsi, pour le croiseur *Hekla*, marchant dans n'importe quelle profondeur

d'eau avec une seule hélice, ayant l'autre hélice débrayée et peut-être immobilisée, il faut développer une puissance en chevaux indiqués de 30 pour 100 plus grande que celle nécessaire pour réaliser la même vitesse en eau profonde en faisant fonctionner les deux hélices.

Le tableau XI contient les résultats obtenus pendant les essais du brise-glace à vapeur *Ermack* en eau libre, avec une profondeur de 20 à 30 sagènes marines.

Ces essais ont eu lieu après la suppression de l'hélice avant. Le tirant d'eau moyen du navire a été $t = 7^{m},04$.

Traçons une courbe des vitesses progressives propres pour ce navire, pour la profondeur d'eau de 25 sagènes marines en moyenne.

D'après les éléments de ce navire, et pour ladite profondeur, nous avons

$$K = 4; \qquad \mu = 0,13; \qquad C = 3,4.$$

Chacune de ses trois machines arrière développe 3000^{chx} indiqués, et la puissance totale maximum est égale en conséquence à 9000^{chx}.

Cherchons la vitesse maximum correspondant à la puissance de 9000^{chx}, en employant notre courbe, et d'après les résultats observés (tableau XI).

Donc :

$$v = 13^{n}; \qquad h = 4550^{chx}.$$

Le rapport des puissances observée et connue nous donne

$$4550 : 9000 = 0,506;$$

nous trouvons sur la courbe la valeur suivante pour le rapport des vitesses correspondantes :

$$13 : V = 0,814,$$

d'où la vitesse maximum $V = 16^{n}$.

Le même tableau XI contient les valeurs des ordonnées et des abscisses calculées d'après les relations $i = (v : 16)$ et $(h : H)$, c'est-à-dire par rapport à la vitesse maximum et à la puissance indiquée de 9000^{chx}.

Les points déterminés par ces coordonnées se placent assez près de notre courbe tracée pour la profondeur d'eau de 25 sagènes marines.

Le tableau XII nous donne les résultats des essais du brise-glace *Ermack* marchant avec la seule hélice milieu, les hélices arrière latérales débrayées, et l'hélice avant enlevée.

Pour déterminer la résistance présentée au mouvement du navire par ses hélices débrayées, nous traçons une courbe spéciale, en multipliant les coordonnées de la courbe des vitesses progressives en eau profonde de

25 sagènes marines, par les coefficients α et β déterminés de la façon suivante [1] :

La puissance maximum d'une seule machine arrière est 3000^{chx}. Le rapport des puissances observée et connue nous donne

$$1700 : 3000 = 0,567.$$

D'après la courbe tracée pour $\mu = 0,13$, $C = 3,4$, nous trouvons le rapport des vitesses

$$9 : V = 0,835,$$

d'où

$$V = 10^{n},7.$$

C'est une vitesse maxima pour le navire marchant dans les conditions indiquées.

Donc, les coefficients α et β sont les suivants :

$$\alpha = 10,7 : 16 = 0,67 \text{ pour les abscisses,}$$
$$\beta = 3000 : 9000 = \tfrac{1}{3} \text{ pour les ordonnées.}$$

D'après les résultats obtenus en multipliant les coordonnées de la courbe $\mu = 0,13$ et $C = 3,4$ par ces coefficients, nous traçons une deuxième courbe [2] pour les vitesses progressives avec une seule hélice en action.

Les résultats déterminés d'après les essais réels donnent des points se plaçant très près de notre courbe.

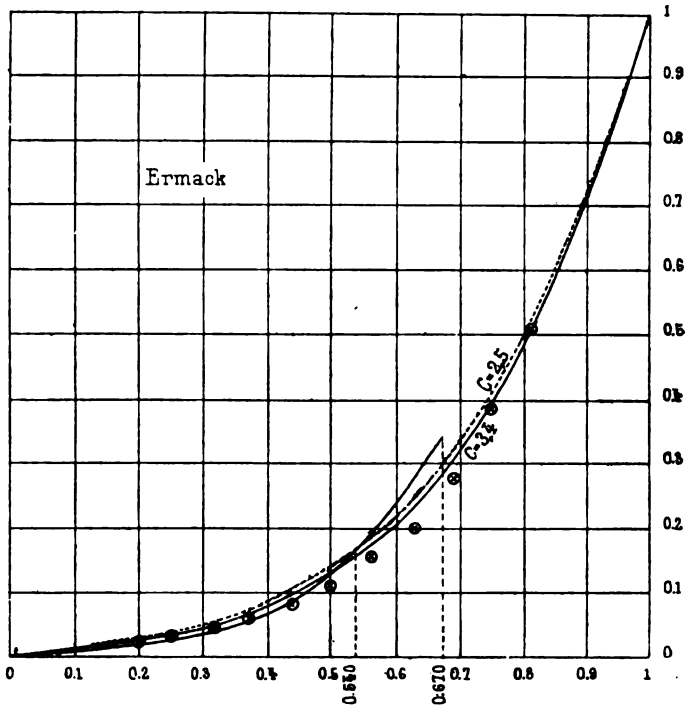
Les valeurs des i et des (h : H) du tableau XII sont calculées en prenant pour $i = v : 16$ et (h : 9000).

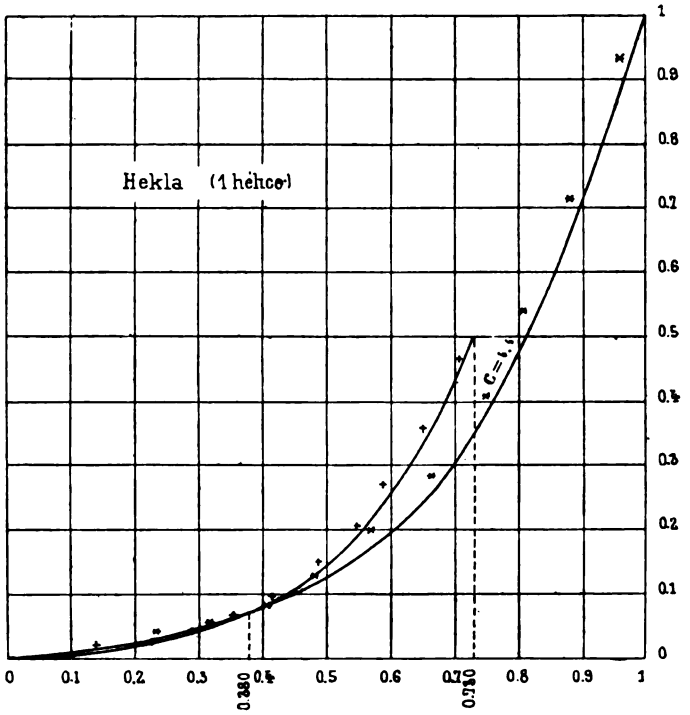
Cette dernière courbe coupe la courbe des vitesses progressives en eau profonde au point dont l'abscisse $i = 0,540$, et coupe la courbe des vitesses progressives pour 25 sagènes marines de profondeur d'eau, au point dont l'abscisse $i = 0,500$.

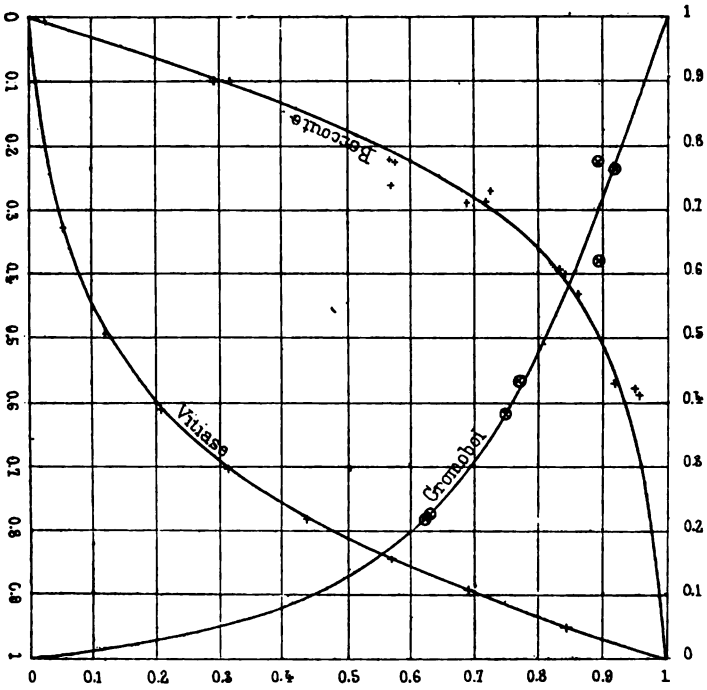
---

(1) Dans le cas du croiseur Danois *Hekla*, nous avons multiplié les coordonnées de la courbe $\mu = 0$ par les coefficients α et β. Dans le cas du brise-glace *Ermack*, naviguant presque toujours en eau peu profonde, nous avons multiplié par α et β les coordonnées de la courbe tracée pour $\mu = 0,13$, et la courbe en points correspond à l'eau profonde pour $\mu = 0$ et $C = 2,5$.

(2) Les coordonnées de cette courbe sont données dans le tableau X.


Ermack
C=2.5
C=3.4
0.540
0.670


Hekla (1 hélice)
0.380
0.730


Bercoute
Vitiase
Gromobel

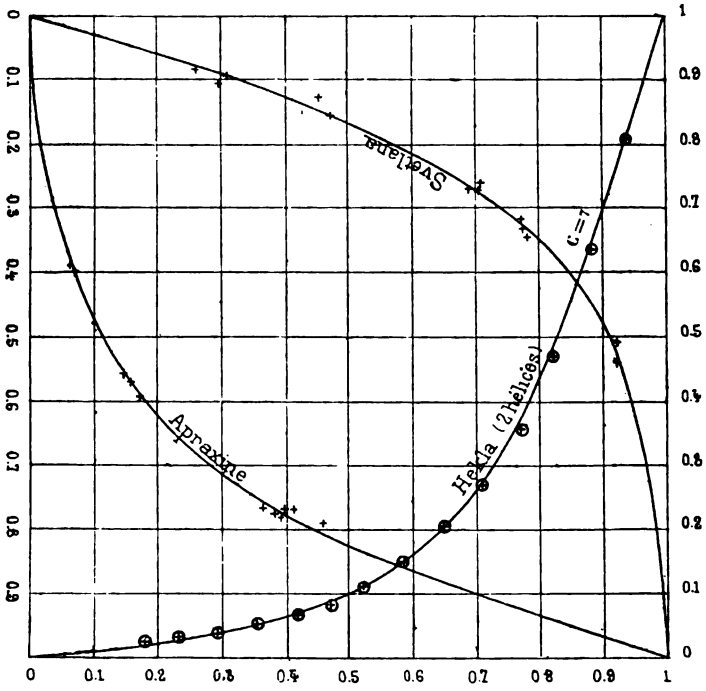

Svetlana
Apraxine
Hekla (2 hélices)
c=7

TABLEAU I. — *Valeurs des rapports h : H.*

	Coefficient C.			
i.	2,5.	3.	3,5.	4.
0,1	0,008	0,007	0,007	0,007
0,2	0,030	0,029	0,029	0,028
0,3	0,052	0,050	0,048	0,046
0,4	0,089	0,085	0,082	0,078
0,5	0,142	0,136	0,131	0,125
0,6	0,221	0,212	0,205	0,197
0,7	0,335	0,326	0,318	0,310
0,8	0,499	0,491	0,484	0,478
0,9	0,721	0,718	0,715	0,712
i.	4,5.	5.	5,5.	6.
0,1	0,007	0,007	0,007	0,007
0,2	0,027	0,027	0,026	0,025
0,3	0,045	0,043	0,041	0,040
0,4	0,075	0,071	0,068	0,065
0,5	0,117	0,112	0,107	0,103
0,6	0,190	0,184	0,177	0,171
0,7	0,302	0,294	0,286	0,279
0,8	0,471	0,464	0,458	0,451
0,9	0,709	0,706	0,703	0,700
i.	6,5.	7.	7,5.	8.
0,1	0,007	0,007	0,007	0,007
0,2	0,025	0,024	0,024	0,023
0,3	0,038	0,036	0,036	0,034
0,4	0,063	0,060	0,057	0,055
0,5	0,098	0,096	0,092	0,088
0,6	0,164	0,158	0,153	0,147
0,7	0,272	0,264	0,258	0,251
0,8	0,445	0,438	0,432	0,426
0,9	0,697	0,694	0,691	0,688
i.	8,5.	9.	9,5.	10.
0,1	0,007	0,007	0,007	0,006
0,2	0,022	0,022	0,021	0,021
0,3	0,033	0,032	0,031	0,029
0,4	0,053	0,050	0,048	0,046
0,5	0,085	0,081	0,078	0,074
0,6	0,142	0,137	0,132	0,127
0,7	0,245	0,238	0,232	0,226
0,8	0,420	0,414	0,408	0,402
0,9	0,685	0,682	0,680	0,677

TABLEAU II. — *Valeurs de* $\alpha = 10^{\mu - 0,2}$.

μ.	α.	μ.	α.
0	0,631	0,24	1,096
0,08	0,759	0,26	1,148
0,10	0,795	0,28	1,202
0,12	0,832	0,30	1,259
0,14	0,871	0,32	1,318
0,16	0,913	0,34	1,381
0,18	0,955	0,36	1,446
0,20	1,000	0,38	1,514
0,22	1,047	0,40	1,585

TABLEAU III. — *Croiseur Danois « Hekla »*.

v.	*i*.	*h*.	$\frac{h}{H}$.
3	0,177	60	0,020
4	0,235	80	0,027
5	0,294	105	0,035
6	0,353	140	0,047
7	0,412	188	0,063
8	0,471	245	0,082
9	0,519	320	0,108
10	0,588	440	0,148
11	0,647	600	0,202
12	0,706	800	0,269
13	0,765	1060	0,354
14	0,824	1390	0,473
15	0,883	1870	0,628
16	0,941	2400	0,806
17	1,000	2980	1,000

TABLEAU IV. — *Cuirassé « Général-Amiral Apraxine »*.

v.	*i*.	*h*.	$\frac{h}{H}$.	G.
5,73	0,390	310	0,062	0,069
5,87	0,400	333	0,067	0,069
5,78	0,393	308	0,062	0,069
8,21	0,559	723	0,145	0,138
8,42	0,573	781	0,157	0,152
8,78	0,597	856	0,171	0,166
11,26	0,766	1980	0,396	0,400
11,32	0,770	1935	0,387	0,400
11,22	0,763	1833	0,366	0,378
11,66	0,793	2304	0,460	0,456
11,40	0,776	1978	0,396	0,400
11,24	0,766	2043	0,409	0,400

TABLEAU V. — *Croiseur « Svetlana »*.

v.	*i.*	*h.*	$\frac{h}{H}$.	G.
9,48	0,492	770	0,081	0,090
8,89	0,462	745	0,078	0,078
12,69	0,658	1993	0,210	0,215
12,81	0,666	2073	0,218	0,215
13,00	0,675	2072	0,219	0,215
16,30	0,845	4975	0,524	0,523
16,73	0,869	5153	0,543	0,585
14,12	0,733	2849	0,310	0,300
14,13	0,734	2911	0,306	0,300
14,24	0,740	2843	0,299	0,300
17,36	0,902	6594	0,694	0,686
17,26	0,897	6674	0,704	0,666
17,56	0,913	6994	0,736	0,700

TABLEAU VI. — *Cuirassé « Poltava »*.

v.	*i.*	*h.*	$\frac{h}{H}$.	G.
8,77	0,499	1182	0,105	0,105
9,23	0,524	1284	0,114	0,114
8,98	0,510	1167	0,103	0,110
10,45	0,594	1699	0,151	0,160
10,46	0,594	1757	0,156	0,160
10,47	0,595	1648	0,146	0,160
12,40	0,705	2935	0,261	0,280
12,70	0,722	3320	0,295	0,307
12,84	0,730	3375	0,300	0,300
14,18	0,806	4817	0,428	0,453
14,46	0,822	5349	0,475	0,488
16,36	0,930	9100	0,809	0,809
15,75	0,896	7680	0,681	0,681
16,18	0,920	8520	0,757	0,757
16,36	0,940	9100	0,810	0

TABLEAU VII. — *Croiseur « Vitiase »*.

v.	*i.*	*h.*	$\frac{h}{H}$.	G.
4,3	0,331	150	0,062	0,060
6,6	0,496	290	0,133	0,130
8,1	0,609	470	0,215	0,209
9,2	0,700	680	0,310	0,315
10,4	0,782	920	0,420	0,444
11,2	0,842	1200	0,548	0,565
11,9	0,895	1530	0,699	0,699
12,6	0,948	1860	0,850	0,850
13,3	1,000	2190	1,000	1,000

TABLEAU VIII. — *Torpilleur « Bercoute »*.

v.	i.	h.	$\frac{h}{H}$.
10,06	0,420	160	0,053
9,84	0,413	153	0,051
10,24	0,430	173	0,079
13,61	0,572	417	0,038
14,28	0,601	478	0,158
14,40	0,605	500	0,155
17,04	0,716	864	0,286
16,97	0,713	892	0,314
17,26	0,725	921	0,278
17,70	0,744	1298	0,429
18,66	0,784	1303	0,433
18,57	0,780	1281	0,423
21,45	0,901	2071	0,685
21,44	0,901	2135	0,705
23,80	1,000	3027	1,000

TABLEAU IX. — *Croiseur Danois « Hekla » (une hélice)*.

v.	i.	h.	$\frac{h}{H}$.	G.
3	0,242	60	0,040	0,030
4	0,323	80	0,054	0,050
5	0,403	120	0,081	0,080
6	0,484	190	0,128	0,128
7	0,564	290	0,195	0,170
8	0,667	430	0,289	0,264
9	0,750	600	0,403	0,392
10	0,807	800	0,537	0,488
11	0,888	1060	0,712	0,680
12	0,968	1400	0,940	0,900

TABLEAU X. — *Brise-glace « Ermack » (une hélice centrale)*.

i.	$\frac{h}{H}$.	$0,67\,i$.	$\frac{h}{3H}$.
0,1	0,007	0,067	0,002
0,2	0,023	0,134	0,008
0,3	0,049	0,201	0,016
0,4	0,082	0,268	0,027
0,5	0,132	0,335	0,044
0,6	0,207	0,402	0,069
0,7	0,319	0,469	0,106
0,8	0,486	0,536	0,162
0,9	0,721	0,603	0,240
1	1	0,670	0,333

ABLEAU XI. — *Brise-glace « Ermack » (trois hélices arrière l'hélice avant enlevée).*

v.	*i.*	*h.*	$\frac{h}{H}$.
3	0,188	200	0,022
4	0,250	300	0,033
5	0,312	450	0,050
6	0,375	575	0,064
7	0,438	750	0,083
8	0,500	1000	0,111
9	0,562	1375	0,153
10	0,625	1800	0,200
11	0,690	2500	0,278
12	0,750	3500	0,389
13	0,813	4550	0,506

TABLEAU XII. — *Brise-glace « Ermack » (une hélice milieu).*

v.	*i.*	*h.*	$\frac{h}{H}$.
2	0,125	100	0,011
3	0,188	200	0,022
4	0,250	290	0,032
5	0,313	450	0,050
6	0,375	650	0,072
7	0,438	900	0,100
8	0,500	1200	0,133
9	0,563	1700	0,189

NOTE SUR LE PERÇAGE A L'ATELIER,

PAR M. MAUGAS,
Ingénieur en chef de la Marine,
Sous-Directeur de l'École d'Application du Génie maritime.

Au cours de la session de l'an dernier, j'avais annoncé, pour cette année, le compte rendu d'expériences de perçage au foret hélicoïdal, effectuées à l'aide de deux radiales munies de moteurs électriques enroulés en série.

Les essais en question ne sont pas terminés, et je ne pourrai en parler que l'an prochain, mais les renseignements que l'on pourra en retirer n'auront sûrement pas autant d'intérêt que ceux des essais déjà effectués par la *Bickford Drill and Tool Company*, de Cincinnati (Ohio). Ces essais ont été publiés dans la revue *American Machinist* (1). Ils ont été effectués à l'aide d'une machine radiale du type spécial construit par cette Compagnie, et avec des forets de son type courant. Le perçage se faisait dans de la fonte.

Pour apprécier à leur juste valeur les résultats auxquels nous faisons allusion, il suffit de jeter les yeux sur les courbes de la figure ci-après, qui donne, en fonction du diamètre en millimètres, la pénétration en millimètres par minute.

Sur cette figure nous avons représenté :

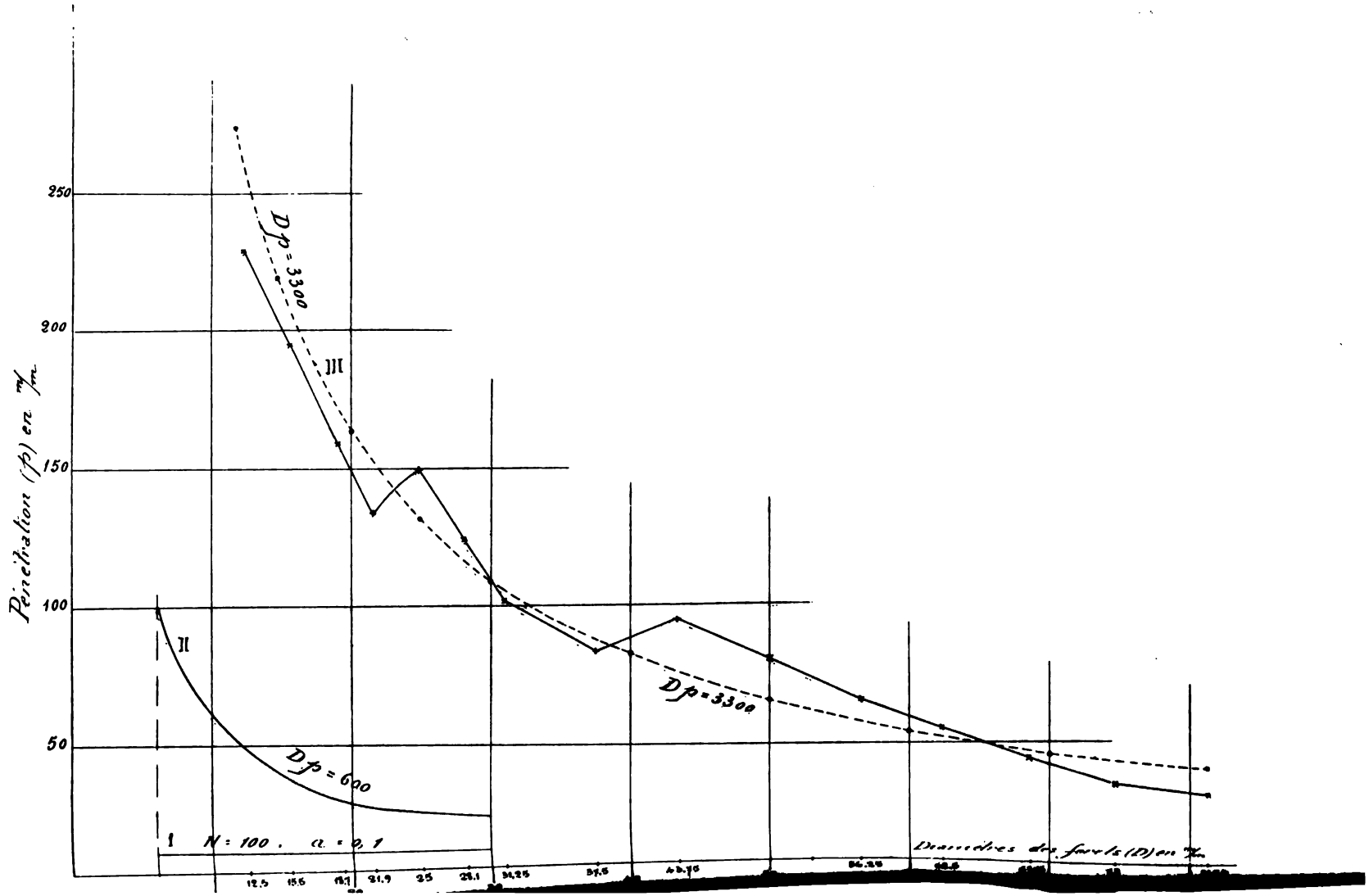
1° *Courbe I.* — Les conditions de perçage qui étaient presque partout admises il y a dix ans : avance par tour de $0^{mm},1$; nombre de tours variant de 80 à 130 (moyenne 100).

2° *Courbe II.* — Les conditions déjà beaucoup plus avantageuses que réalisent les deux perceuses à moteur électrique précitées : la pénétration p augmente quand le diamètre D diminue, de façon que le produit Dp est sensiblement constant et égal à 600.

3° *Courbe III.* — Les conditions de perçage de la machine de la *Bickford C°*. On voit qu'elle réalise sensiblement la condition $Dp = 3300$, soit une rapidité environ 5 fois $\frac{1}{2}$ plus grande que dans le cas précédent.

Il est vrai que cette dernière courbe est relative au perçage dans de la *fonte*.

(1) Vol. XXIV, p. 1177; Vol. XXV, p. 1044 et 1334.



Pénétration (p) en m/m
250
200
150
100
50
Dp = 3300
III
II
Dp = 600
Dp = 3300
N = 100 . a = 0,1
Diamètres des forets (D) en m/m
12.5
15.5
18.7
21.9
25
28.1
31.25
37.5
43.75

Pour de l'acier, peut-être faudrait-il réduire la pénétration de près de moitié, mais elle resterait encore telle que l'on peut juger fort désirable l'achat par l'un de nos arsenaux d'une machine Bickford, et d'un jeu de forets de la même maison. L'essai de cette machine permettrait sans doute de perfectionner largement notre outillage sur l'un des points les plus importants.

CONTRIBUTION

A

L'AMÉLIORATION DES GÉNÉRATEURS MARINS,

PAR M. E. DUCHESNE.
Ingénieur.

Personne, aujourd'hui, ne songe à nier l'influence remarquable exercée par les générateurs à tubes d'eau sur la vitesse des navires de la marine militaire.

Il en serait de même pour la marine marchande, mais les armateurs du commerce, en grande majorité, se sont abstenus de suivre le mouvement; ils avaient, pour cela, des raisons de plusieurs sortes, et très faciles à comprendre. Les essais coûtent généralement fort cher, et la marine de commerce n'a pas d'argent à dépenser pour, quelquefois, ne pas obtenir de résultat sérieux.

Mais il n'en est pas moins vrai que les expériences de la marine Française et des marines étrangères ont servi à élucider certaines questions, qui nous permettent maintenant d'éviter les écueils, que les premiers constructeurs ont dû forcément rencontrer dans leurs travaux d'ailleurs si remarquables.

Parmi les systèmes principaux et les plus connus des générateurs à tubes d'eau, on trouve, jusqu'à présent, ceux de MM. Belleville et dérivés, Du Temple et dérivés, Oriolle et dérivés, Field et dérivés, Collet et dérivés.

Chacun de ces systèmes bien caractérisés a des avantages qui lui sont propres, et le générateur idéal serait celui qui les réunirait tous; espérons-le, mais n'y comptons pas.

Plusieurs de nos collègues ont, bien des fois déjà, rappelé ici les conditions générales que doivent remplir les générateurs, marins ou autres, à tubes d'eau et de vapeur. Je n'y reviendrai donc pas. Mais il semble que les résultats des essais des dernières séries de navires Français et étrangers fassent ressortir plus nettement encore, qu'il y a une urgence absolue à ce que les tubes les plus exposés au feu soient prévus de telle sorte qu'il n'y ait aucun obstacle à l'écoulement du flux de vapeur qu'ils dégagent, et que leur ali-

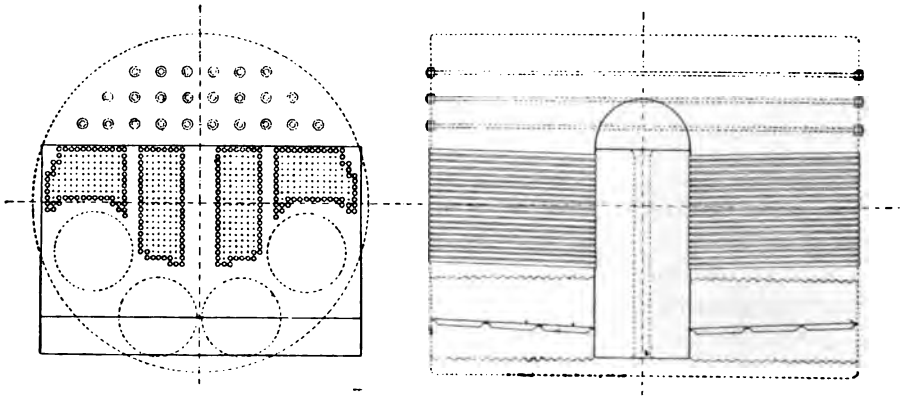
mentation soit toujours abondante, en vue de présenter continuellement à l'action du feu l'eau indispensable au rafraîchissement des surfaces métalliques actives; et enfin que le mouvement de cette eau alimentaire produise l'entraînement des matières en suspension, pour les empêcher de se déposer d'une façon adhérente sur les tubes intéressés.

Il est, en effet, absolument nécessaire d'éviter ces dépôts, et les poches de vapeur, dont les conséquences, trop souvent terribles, sont malheureusement connues de nous tous.

Et ceci me conduit à dire que, pour ces tubes surtout, et d'ailleurs pour le générateur tout entier, il y a grand intérêt à ce que les nettoyages soient fréquents autant que possible, et pour cela, il faut qu'ils soient faciles; mais je rappelle que ces qualités, indispensables d'ailleurs, ne doivent pas faire perdre de vue la liberté des dilatations, tout aussi nécessaire, surtout si les feux doivent être poussés vivement.

Depuis de longues années déjà, le cours ordinaire de nos travaux nous a conduit tout naturellement à rechercher la réalisation de ces qualités essentielles aux générateurs à grande production, et voici, en fin de compte, comment la question s'est présentée à nous : soit *fig.* 1 (pointillé) une chaudière marine ordinaire à retour de flammes, à deux façades, huit foyers, huit boîtes à feu.

Fig. 1.

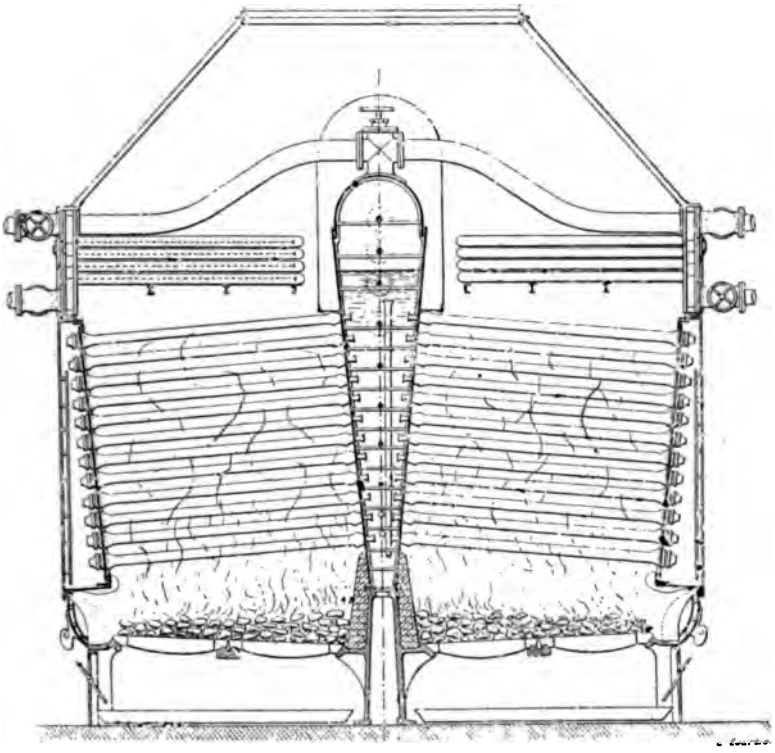


Comme nous le savons tous, l'eau est dans l'enveloppe, à l'extérieur des tubes, foyers et boîtes à feu, et le feu est à l'intérieur desdits organes. Faisons l'inverse : mettons l'eau dans les tubes et le feu autour, et nous avons constitué (*fig.* 1, traits pleins) un générateur double à tubes d'eau; la boîte à feu devient une lame d'eau, la lourde enveloppe, les fonds et les foyers disparaissent en agissant ainsi, et quand nous aurons fait, autour de ce générateur, le fourneau qui lui est nécessaire, nous aurons gagné un grand nombre de tonnes de métal, qu'il est inutile, je pense, de chiffrer ici, car il est bien certain que cette question a été envisagée par tous les constructeurs, et tous les ingénieurs nos collègues.

De plus, nous voyons que presque toute la masse métallique du nouveau générateur double est utilisée à véhiculer des calories, et cela sous petites épaisseurs, c'est-à-dire avec la résistance la plus faible, contrairement à ce qui arrive dans la chaudière marine du même timbre, dont les foyers et les boîtes à feu ont des épaisseurs considérables, et d'ailleurs proportionnelles à la pression. Mais, je le répète, cela est connu, et il n'y a pas lieu de nous y appesantir.

Seulement, le générateur double à tubes d'eau, tel qu'il apparaît sur la figure 1, a besoin d'être un peu transformé pour devenir un appareil utilisable et pratique. Si donc, profitant des leçons que nous ont laissées nos précurseurs, nous inclinons les deux faisceaux tubulaires en y introduisant le

Fig. 2.



tube intérieur et le tube extérieur de Field, nous arrivons à la figure 2, qui représente un générateur doué des qualités que l'expérience nous a signalées comme étant les plus impérieusement nécessaires; les détails suivants le font comprendre clairement.

Lame d'eau. — L'emplacement des boîtes à feu est occupé par une lame d'eau, formée de deux plaques tubulaires inversement inclinées, qui ont pour

but de recevoir normalement les faisceaux des éléments vaporateurs, eux-mêmes, par conséquent, inclinés sur l'horizontale.

Réservoir de vapeur. — A la partie supérieure, elle est fermée par un demi-cylindre formant réservoir, ou par un cylindre entier solidement rivé, rapporté sur la lame d'eau. Sur les côtés, elle est fermée par des fonds emboutis à la demande, le tout fortement et facilement entretoisé, la disposition en quinconce des vaporateurs laissant entre eux la place nécessaire pour la bonne tenue des entretoises.

Plaque avant. — L'avant des tubes est supporté, à chaque tête, par une plaque démontable, simplement tenue par des boulons dans le cadre en fortes cornières qui sert de bâtis à chaque façade. Cette plaque est percée d'autant de trous que la plaque tubulaire, mais ces trous, d'un plus fort diamètre, se trouvent un peu excentrés dans le sens vertical, de façon que l'avant du tube repose librement sur la partie inférieure du trou.

Portes. — En avant de cette plaque se trouvent les portes à charnières qui permettent l'accès des tubes enfermés, par le fait, dans une grande armoire.

Éléments. Vaporateurs. Alimenteurs. — Nous appelons élément l'ensemble du tube extérieur vaporateur et du tube intérieur alimenteur. Le vaporateur, d'un diamètre de 80^{mm} à 90^{mm} pour les grands générateurs marins, se visse dans la plaque tubulaire de 20^{mm} d'épaisseur environ, percée, en quinconces, de trous au diamètre desdits vaporateurs. Ces trous sont taraudés à forts filets, et sont terminés sur l'avant par un fraisage conique.

Tenue des vaporateurs. — Nous avons adopté un pas, qui nous permet d'avoir en prise 5 ou 6 filets très robustes, capables de résister à un effort d'arra-

Fig. 3.

chage plus de cent fois supérieur à la poussée de la vapeur sur le fond du vaporateur, quand bien même la pression de régime serait de 20^{kg} par centimètre carré. L'extrémité arrière des vaporateurs est filetée; puis elle porte

une petite gorge circulaire et enfin un épaulement conique. Au montage, on garnit la gorge et le filetage de graisse très fortement graphitée, et il ne reste plus qu'à visser le tube à bloc. Ce joint, que nous ne cessons d'expérimenter depuis 1898 sur un générateur d'essais, a donné des résultats absolument parfaits. Il maintient les surfaces de portage en un tel état, qu'aux démontages on ne *trouve pas la moindre trace de rouille*. Au bout de cinq ans, après des alternatives de marche et d'arrêt, nous les avons trouvées absolument neuves, tandis que le corps du tube avait subi l'action du feu et de l'humidité de l'air, comme dans tout autre générateur.

Culasse mobile. — La partie avant du tube vaporateur est fermée au moyen d'une culasse mobile en acier embouti. Le joint est fait de la même façon que celui de la plaque tubulaire, c'est-à-dire : *portée conique*, *gorge à graphite* et *partie filetée*, soit sur le tube, soit sur la culasse mobile (*fig.* 4).

Fig. 4.

Deux goujons prisonniers, ou plusieurs méplats permettent le dévissage du vaporateur de sa plaque tubulaire, quand son changement devient nécessaire. Toutes les culasses ont été placées en façade, et elles sont très accessibles par conséquent; il suffit en effet d'ouvrir les portes de la devanture pour en avoir, devant soi, tout le jeu complet. Pour faciliter l'accès de l'air qui pourrait être utile à la combustion, et aussi pour permettre les ramonages des vaporateurs, des trous de 30^{mm} à 35^{mm} de diamètre sont pratiqués dans la tôle de façade avant, entre les alvéoles des tubes; ils ont également pour effet de rafraîchir la tôle elle-même par le passage de l'air frais.

Tube alimenteur intérieur. — L'élément comprend, en outre du tube vaporateur, un tube alimenteur d'eau placé à l'intérieur du premier (*fig.* 5).

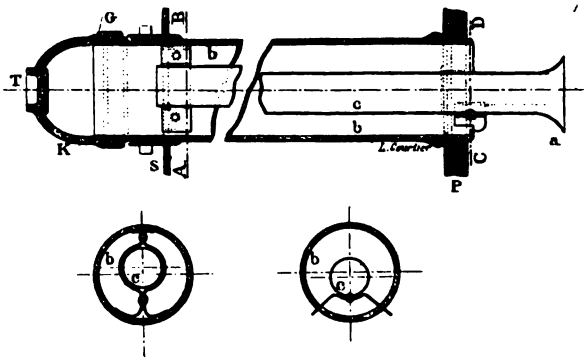
Mais l'axe de ce tube alimenteur se rapproche plus de l'horizontale que celui du vaporateur. Cette disposition a pour but de fournir un plus grand espace au dégagement de la vapeur dans la lame d'eau, et au déversement de l'eau de l'alimenteur dans le vaporateur.

Le tube alimenteur est tenu en place par deux petits chevalets : celui de

l'arrière porte un ergot qui l'empêche de descendre, et celui de l'avant, qui est légèrement coïncé, le maintient en place.

Fig. 5.

Coupe longitudinale d'un vaporateur.



a Lame d'eau.
b Vaporateur.
c Alimenteur.
P Plaque tubulaire.
S Tôle de support avant.
K Culasse mobile.
T Trou carré pour dévissage.
G Gorge à graphite.

Il déborde la plaque tubulaire de $0^m,05$ à $0^m,10$, et il se termine dans la lame d'eau par un entonnoir, qui a pour but de faciliter l'entrée de l'eau d'alimentation, et d'écarter en même temps les bulles de vapeur, qui proviennent des tubes inférieurs.

Conduits de retour d'eau. — A chaque extrémité (droite et gauche) de la lame d'eau, nous avons ménagé un large conduit destiné à faciliter la descente de l'eau, depuis le réservoir supérieur jusque dans la partie inférieure de cette lame, au-dessus du dernier rang des tubes vaporateurs. Ces conduits qui sont intérieurs ou extérieurs à la lame, à volonté, prennent, à leur partie supérieure, un peu au-dessous du premier rang des vaporateurs, de façon que la circulation naturelle puisse conserver son cours normal, sans qu'un mouvement descendant puisse naître dans la lame d'eau proprement dite, entièrement réservée à l'ascension des bulles de vapeur et de l'eau alimentaire.

Fourneau. — L'ensemble de l'appareil est disposé de telle façon, que la surface des grilles est très supérieure à celle de la chaudière marine double (*fig.* 1), qui nous a servi de point de départ. Les éléments d'ailleurs sont inclinés à l'inverse de la grille, et ménagent, en fait, une chambre de combustion des plus spacieuses, justement à l'endroit intéressant, c'est-à-dire au-dessous de la partie des vaporateurs qui est le plus près de la lame d'eau.

Il en résulte que la vaporisation là plus active se trouve au bout du vaporateur, juste au point où il débouche dans la lame d'eau, et, par conséquent, le dégagement de la vapeur ne rencontre aucun obstacle.

Pour compléter la bonne utilisation du foyer, nous avons espacé un peu plus les trois rangées inférieures des vaporateurs, dans le sens vertical. On voit que cette disposition permet une meilleure circulation des gaz à travers le faisceau tubulaire, en rendant plus efficaces les rangées supérieures, et en atténuant la différence énorme de leur production avec celle des rangées inférieures. Au-dessus du faisceau vaporateur, nous avons disposé un faisceau sécheur ou surchauffeur, mais nous en reparlerons plus loin.

Fonctionnement de l'appareil. — Tel que nous venons de le décrire, cet appareil nous paraît fonctionner de la manière suivante :

On fait le plein à niveau bas, de façon à dépasser, par exemple, de $0^m,05$ à $0^m,10$ la partie supérieure des conduits de retour d'eau.

Le feu étant allumé depuis quelques minutes, l'eau des tubes commence un mouvement d'ascension, qui s'accélère dans la lame d'eau. A cet instant un mouvement de haut en bas se dessine dans les conduits de retour; on continue la chauffe, et la circulation devient plus rapide. Enfin, dès que la pression se manifeste, on met en marche le petit cheval ou l'injecteur, on active les feux, et l'on complète le plein au niveau normal.

Alimentation. — Ici nous arrivons à une disposition particulière, qui nous a coûté beaucoup d'études et de recherches; la solution que nous avons réalisée nous semble satisfaire aux desiderata de bien des ingénieurs. Et pourtant, quoi de plus simple! A force de reconnaître et d'entendre dire que les tubes inférieurs étaient sujets à brûler par défaut d'alimentation ou défaut de dégagement de la vapeur formée, ce qui revient au même, au point de vue de l'effet produit, nous avons imaginé d'alimenter individuellement chaque tube alimenteur des trois, quatre ou cinq rangées inférieures des éléments, de façon que ces tubes, qui sont, comme on sait, les plus exposés à l'action du feu, soient continuellement rafraîchis. Nous y sommes arrivés (*fig.* 5) en disposant, sur les entretoises correspondantes, des tubes alimentaires munis d'ajutages, en face l'entonnoir de chaque tube alimenteur.

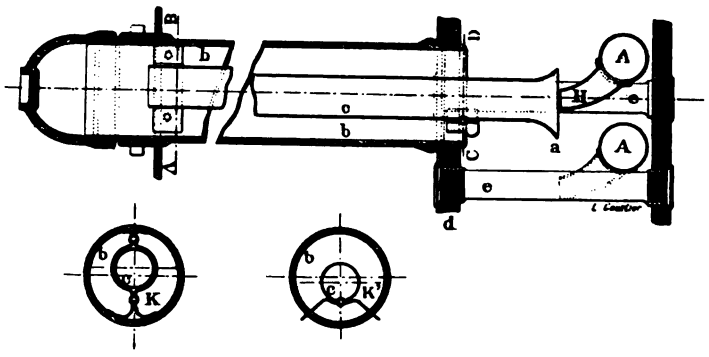
L'eau introduite à chaque coup de pompe se vaporise en partie; le reste, poussé par un nouveau flux d'eau d'alimentation, monte doucement dans la lame, pénètre dans les rangées successives des tubes alimenteurs, et poursuit son chemin jusqu'au niveau supérieur; le reste encore descend par les conduits de retour.

Ce qui précède montre clairement que les bulles de vapeur qui s'élèvent ne peuvent rencontrer un courant descendant, et par conséquent leur dégagement se fait sans obstruction aucune. Rien ne s'oppose donc à une combustion considérable sur la grille, et à une production de vapeur intense,

d'autant plus que *toute l'eau alimentaire* du générateur est obligée de passer par ces quelques rangées inférieures, et, comme conséquence, les bulles de vapeur et les matières en suspension entraînées par le courant pulsateur et

Fig. 6.

Coupe longitudinale d'un vaporateur.



Coupe suivant AB. Coupe suivant CD.

a Lame d'eau.
b Vaporateur.
c Alimenteur.
d Plaque tubulaire.
e Entretoises.
A Tuyau d'alimentation.
H Ajutage en face chaque tube.
KK' Chevalets.

violent se dégagent, et les unes montent vers le réservoir supérieur; ou bien les autres, en raison de la lenteur de la circulation de l'eau dans la lame, descendent tranquillement à la partie inférieure de cette dernière, où elles se déposent à l'abri de l'action du feu.

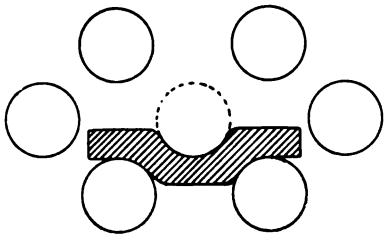
Ce générateur, comme tous les autres, est muni des appareils classiques de sûreté, d'alimentation, d'indication de niveau, d'extraction, etc.

Nettoyages. — Nous avons dit plus haut qu'il y avait urgence à nettoyer souvent les tubes vaporateurs et surtout ceux qui sont exposés à l'action directe du foyer. C'est en vue de ces nettoyages que les culasses démontables ont été placées en façade. Quoi de plus facile dès lors que de les dévisser, d'enlever le tube intérieur et de tirer sur l'avant les dépôts qui peuvent se trouver dans les vaporateurs. Ceci fait, on replace le tube intérieur, après l'avoir gratté; on nettoie les portées du vaporateur et de la culasse, on graisse au graphite, et il ne reste plus qu'à visser à bloc; l'opération s'est faite sans avoir besoin de démonter le vaporateur, et avec la plus grande rapidité, en raison de la nature du joint.

Réparation. — S'il faut changer un tube avarié, on commence par nettoyer à la lance les alentours du tube, puis on le dévisse, très facilement et très

vite, et on le tire au dehors. Ensuite on place un siège en bois (*fig.* 7) sur les deux tubes situés immédiatement au dessous. Ce siège forme une selle,

Fig. 7.



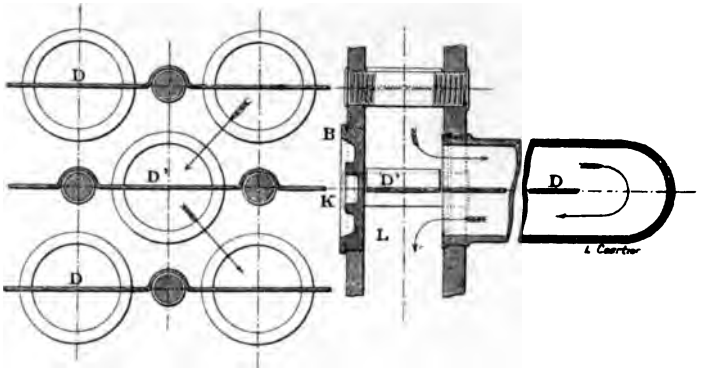
sur laquelle on appuie l'extrémité arrière du nouveau tube dûment graissé; il ne reste plus qu'à pousser en place, et à visser à bloc dans la plaque tubulaire.

Le siège en bois brûle au premier allumage. S'il s'agit d'un tube alimenteur, l'opération est encore plus facile, et ne demande aucune explication. En résumé, nous avons cherché à réaliser un appareil essentiellement pratique, au moins égal comme production de vapeur aux meilleurs de ceux qui existent, mais pouvant faire preuve d'une indifférence réelle aux changements d'allures, quand bien même on atteindrait aux plus énergiques vaporisations, et aussi d'une incomparable facilité de nettoyages et de réparations. Son poids et son encombrement sont des plus réduits, et sa capacité productrice est remarquable à cause de la dimension des grilles, et surtout de la facilité d'entretenir les surfaces actives en bon état de fonctionnement. Un seul point, dès le principe, nous avait paru délicat : la bonne tenue du joint vissé, à gorge et à épaulement conique, et, tout au contraire, il a fait preuve d'une rusticité parfaite.

Sécheur surchauffeur. — Il est bien connu que la vapeur doit être sèche, et il est même très avantageux qu'elle soit surchauffée, quand rien ne s'y oppose. Nous avons donc cherché à utiliser la chaleur des gaz, qui, encore à plus de 500°, abandonnent le faisceau vaporateur et vont souvent rougir la base des cheminées. A cet effet, nous avons disposé un faisceau de tubes surchauffeurs tenus dans une lame de vapeur, combinés avec elle à peu près comme les vaporateurs le sont avec la lame d'eau; cette lame de vapeur est composée d'un cadre et de deux tôles, dont l'une, la postérieure, est la plaque tubulaire; l'autre, l'antérieure, ne reçoit que des bouchons vissés et la prise de vapeur. Cette lame est fortement entretoisée. La plaque tubulaire est percée de trous au diamètre des tubes, taraudés avec fraisage conique; elle reçoit cinq ou six rangées de tubes, suivant le degré de surchauffe que l'on désire. Ces tubes sont bouchés, à leur extrémité postérieure, et vissés dans la plaque tubulaire, avec épaulement conique et gorge à graisse graphitée à

leur partie avant. La plaque antérieure porte en face de chaque tube une série de trous taraudés, d'un diamètre un peu plus grand que celui du tube lui-même, car il doit être mis en place par ces trous, et y passer librement par conséquent. Ils reçoivent des bouchons filetés avec une gorge à graphite, et un léger rebord extérieur. Ces bouchons ont, au centre, un carré pour le vissage (*fig.* 8).

Fig. 8. — Surchauffeur.



B Bouchon.
K Trou carré pour dévissage.
D Diaphragme.
D' Diaphragme de la lame.
L Lame de vapeur.

En vue d'obliger la vapeur à parcourir successivement tous les tubes, nous avons établi, à la hauteur du diamètre horizontal de chaque rangée, un diaphragme en tôle mince, qui s'arrête à environ $0^m,10$ ou $0^m,12$ du bout fermé de ces tubes.

Fonctionnement. — La vapeur vient du générateur par la soupape d'arrêt; elle entre dans la lame par le haut, parcourt deux fois chaque tube en passant du plus haut au plus bas, et, par le fait, du moins surchauffé à celui qui l'est le plus. Elle passe de là dans la tuyauterie des machines.

Nettoyage et réparations. — Le ramonage du surchauffeur s'opère à la lance par des ouvertures pratiquées sur le dessus et les côtés de la façade. Les suies descendent à travers le faisceau vaporateur, dans le cendrier d'où elles sont enlevées.

Si un tube doit être nettoyé à l'intérieur, il suffit de dévisser le bouchon de façade, et le grattage de ce tube devient facile.

De même, si le tube est à remplacer, on le dévisse au moyen d'une clé spéciale, et on le tire sur le devant. On nettoie la portée de la plaque tubulaire qui doit recevoir le nouveau tube, qu'il suffit de visser à fond, après l'avoir enduit, au portage, de graisse graphitée. On remet en place la cloison horizontale correspondante de la lame de vapeur, et il ne reste plus qu'à revisser

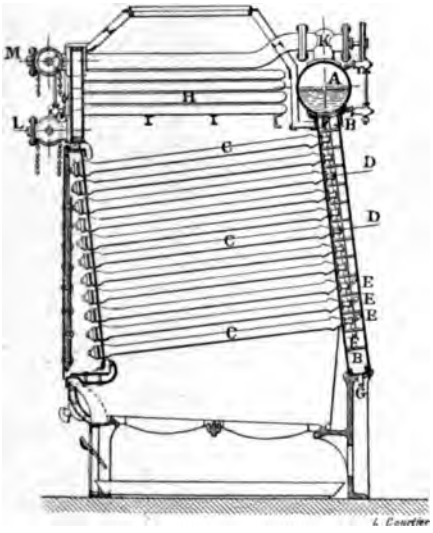
à bloc l'obturateur de façade. En fermant la soupape d'arrêt sur la lame d'eau, cette opération peut s'effectuer en 5 minutes à peine.

Ce surchauffeur, comme on le voit, est à dilatations libres, et il est tout aussi facilement réparable que le faisceau vaporateur. En combinant le nombre de rangées de ce dernier avec celles du surchauffeur, on peut varier dans des limites assez larges le degré de surchauffe que l'on désire obtenir.

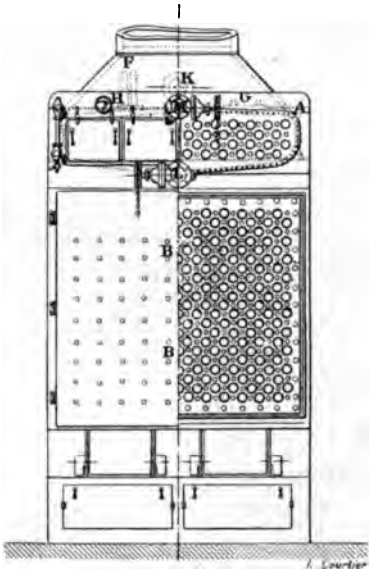
Générateur simple. — Si maintenant, du générateur double on veut faire un générateur simple, on établira une cloison à $0^m,18$ ou $0^m,20$ de la plaque tubulaire, pour obtenir une lame d'eau, qu'il suffira de terminer à la partie supérieure au moyen d'un réservoir cylindrique plus ou moins grand à la demande. On arrive ainsi à la figure 9, forme sous laquelle on trouve un

Fig. 9.

Coupe longitudinale.



Vue de face.



A Réservoir d'eau et de vapeur.
B Lame d'eau.
C Tubes vaporateurs.
D Tubes alimenteurs.
E Tuyaux d'alimentation.
F Tube de retour d'eau.
G Vidange.
H Surchauffeur.
K Soupape d'arrêt.
L Prise de vapeur principale.
M Prise de vapeur auxiliaire.

A Réservoir d'eau et de vapeur.
B Faisceau tubulaire.
K Soupape d'arrêt.
L Prise de vapeur principale.
M Prise de vapeur auxiliaire.
F Soupapes de sûreté.
G Trou d'homme.
H Manomètre.

générateur jouissant absolument des mêmes propriétés que le générateur double. Dans les deux cas, le surchauffeur peut être placé en long ou en tra-

vers, selon que l'emplacement le permettra. Au surplus, ce générateur peut être construit sans surchauffeur, avec seulement les réservoirs d'eau et de vapeur, en long, en travers, en T ou en croix + suivant les besoins. Et plus spécialement, en ce qui concerne les générateurs marins, on voit que, la conduite et les réparations pouvant se faire uniquement par la façade, on peut obtenir des chaufferies bien groupées, faciles à desservir, en employant les générateurs simples ou les générateurs doubles, ou une combinaison des deux systèmes, suivant la disposition des nourrices adoptées dans le projet de l'appareil moteur.

Pour terminer cette note relative au nouveau générateur dont nous venons de voir les principaux détails, nous donnerons les quelques chiffres suivants, qui font connaître les rapports de surface de chauffe à surface de grille, et, en général, comme d'usage, les principales caractéristiques intéressantes.

Comme, en pratique, il y a lieu de limiter les dimensions des pièces constitutives d'un générateur, pour qu'elles puissent passer par les ouvertures des ponts sans démolitions sérieuses, nous avons adopté, pour le générateur marin des grands navires, par exemple, les dimensions suivantes pour la lame d'eau, qui est la pièce la plus encombrante, et, d'ailleurs, la seule encombrante.

Pour le générateur double, $3^m \times 2^m,20 \times 0^m,90$; ceci nous permet de constituer un générateur de 363^m de surface de chauffe tubulaire; la surface de grille est de $4^m,20 \times 2 = 8^m,40$, soit un rapport de $\frac{1}{43}$ pour tirage naturel.

Les projections horizontales de ce générateur et de sa grille sont dans le rapport de 1,39 à 1; l'encombrement cubique ressort à $5^{m^3},7$ par mètre carré de grille.

La quantité d'eau est de 10320^l à niveau normal, soit, par mètre carré de surface de chauffe, 28^l, ou par mètre carré de surface de grille 1204^l environ.

Le poids, sans eau, est de 33^t environ, soit 92^{kg} par mètre carré de surface de chauffe, ou environ 4^t par mètre carré de grille.

Pour le générateur simple, le poids est un peu plus que la moitié de celui du générateur double.

Je dois ajouter, d'ailleurs, que ces chiffres sont essentiellement variables, car il est bien évident que la pression de régime, la durée projetée de l'appareil, l'activité de la combustion, etc. viennent changer tous ces rapports dans chaque cas particulier.

Les données ci-dessus ont trait à un générateur très robuste, destiné à un long service ininterrompu.

Il en serait tout autrement pour un générateur destiné à un navire léger, qui ne peut disposer que d'un faible déplacement. En ce cas, nous réduisons d'un bon quart, ainsi que nous le faisons en ce moment pour le générateur d'un yacht rapide, qui veut pouvoir marcher très vite, et changer d'allure en quelques instants.

Mais alors, nous employons des tubes qui n'ont plus que 50^{mm}, au lieu de 90^{mm} de diamètre, et 3^{mm} d'épaisseur au lieu de 4^{mm} et 5^{mm}. Nous nous proposons de revenir plus tard sur ce sujet, comme aussi de donner des résultats d'essais poursuivis méthodiquement et à outrance, tant en France qu'à l'étranger, aussi bien pour la marine de commerce que pour la marine militaire.

LES TURBINES A VAPEUR,

ET SPÉCIALEMENT

LES TURBINES PARSONS.

LEUR APPLICATION A LA PROPULSION DES NAVIRES,

PAR M. HART,
Ingénieur attaché au service maritime du Chemin de fer du Nord.

Historique sommaire. — La réalisation d'une machine rotative à vapeur a tenté un grand nombre d'inventeurs, et, dès le XVe siècle, pour ne pas parler de l'éolypile d'Héron d'Alexandrie, on trouve des tentatives faites dans ce sens.

Elles sont restées le plus souvent à l'état d'ébauches, et n'ont pas eu d'application. Il faut arriver jusqu'à nos jours pour avoir des résultats pratiques.

Pendant le XIXe siècle, les essais furent nombreux et de diverses formes (1). Roues à réaction, moteurs divers, turbines, se succèdent d'année en année, presque sans interruption. De 1791 à 1896, on ne trouve pas moins de 86 types de machines rotatives, dont quelques-uns présentent des dispositions intéressantes; mais, si l'on ne considère que les machines présentant réellement les caractères des turbines, le nombre se réduit à 35, se répartissant comme suit :

1° *Turbines radiales centrifuges à axe vertical.* — 2 types. Lainé-Laroche (1844) et Girard (1855).

2° *Turbines radiales centrifuges à axe horizontal.* — 8 types. Pelletan (1838), Autier (1839), Brunner (1886), Parsons (1891), Edwards (1892), Terry (1893), Dow (1893) et Hirsley (1894).

3° *Turbines radiales centripètes, à axe horizontal.* — 5 types. Delonchant (1853), Parsons (1890). Mac-Elroy (1893), Bollman (1894), et Ferranti (1895).

(1) *Voir* l'intéressant travail de M. Sosnowski, dans le *Bulletin de la Société d'encouragement*, année 1896, août, septembre, octobre et novembre.

4° *Turbines radiales mixtes* (*centrifuges et centripètes*). — 9 types. Hoe Brackel et Günther (1863), Edwards (1876), Clark (1876), Cutler (1879) Imroy (1881), Demoulin (1884), Last (1885), Altham (1892) et Morton (1893)

5° *Turbines axiales, à axe vertical.* — 3 types. Real et Pichon (1827) Tournaire (1853) et Hannsen (1870).

6° *Turbines axiales, à axe horizontal.* — 8 types. Ewbank (1841), Romane (1859), Perrigault et Farcot (1884), de Laval (1889), Wrinck (1894), Bollman (1884), Hopkins (1894) et Farcot (1895).

Toutes ces turbines, sauf celle de de Laval, qui est à action, sont réaction.

Un certain nombre, notamment celles de Tournaire et de Wilson, présentaient des dispositions qui ont été imitées et consacrées par la pratique.

Toutefois, ces turbines, sauf celles de Parsons et de de Laval, n'ont reçu que fort peu d'applications, ou sont restées à l'état de modèle. Il faut en chercher la raison dans les divers inconvénients qu'elles présentaient, et surtout dans leur forte consommation de vapeur, qui les rendait difficiles à employer industriellement.

Les seuls types dont l'emploi se soit développé sont ceux créés par Parsons (1884) et de Laval (1889). Bien qu'apparues en des années différentes, ces deux turbines sont absolument contemporaines. MM. Parsons et de Laval ont travaillé pour ainsi dire parallèlement, en suivant des voies et des méthodes différentes, et sont arrivés à créer les prototypes des turbines aujourd'hui en usage.

Elles fonctionnent dans des conditions satisfaisantes, avec une consommation de vapeur très acceptable, et, pour les turbines Parsons, tout au moins comparable, sinon inférieure, à celle des machines alternatives.

Depuis leur apparition, d'autres inventeurs se sont consacrés à l'étude de la question, et, dans ces derniers temps, M. Rateau et la maison Bréguet, dont on connaît les travaux intéressants, ont créé de nouveaux types, en ce moment à l'essai, ou dont il n'existe qu'un nombre limité d'exemplaires.

On peut donc légitimement penser, qu'étant donnés les progrès rapides réalisés dans ces derniers temps, les turbines se répandront de plus en plus, grâce aux avantages qu'elles présentent, et que, dans beaucoup de cas, elles arriveront à supplanter les machines alternatives.

Leur application à la propulsion des navires, qui a déjà reçu une sanction pratique, est certainement très désirable, en raison des avantages précieux très divers qu'elles présentent, tant au point de vue mécanique qu'au point de vue thermique.

Sans doute, il y a encore des difficultés à résoudre, mais elles sont loin d'être insurmontables, et, étant donné l'intérêt que présente la question, il ne paraît pas douteux qu'elles ne soient rapidement levées.

C'est la propulsion des navires que je me bornerai à étudier dans ce travail, mais avant d'aborder les applications, je crois intéressant de résumer sommai-

rement les principes et les lois qui régissent la construction des turbines à vapeur.

Étude théorique des turbines à vapeur. — Dans ces moteurs, le problème à résoudre est la transmission de l'énergie cinétique (ou de la plus grande partie possible de cette énergie) d'un jet de vapeur à une pression donnée, c'est-à-dire doué d'une vitesse donnée, à une roue mobile à aubes, dont le fluide doit également sortir avec une pression donnée et constante, c'est-à-dire avec une vitesse également constante.

Ce problème ne peut être résolu que par un tracé approprié de la tuyère, du profil de l'aube et aussi de l'ailette directrice, s'il en existe (profil qui ne peut se déterminer, tout au moins approximativement, sans l'aide des lois de l'écoulement de la vapeur à travers les tuyères), et par des considérations cinématiques sur la composition des forces et des vitesses.

Il faut d'ailleurs noter que la forme de la tuyère influe très notablement sur la proportion de chaleur transformée en énergie cinétique, une tuyère convergente très effilée ne permettant que la transformation d'une quantité de chaleur bien moindre qu'une tuyère divergente.

Les turbines à vapeur doivent donc être étudiées à deux points de vue : le point de vue thermique, qui permet de déterminer les dimensions des passages de vapeur et la vitesse d'écoulement de celle-ci, et le point de vue cinématique, qui permet de déterminer la meilleure forme à donner aux aubes mobiles et aux ailettes directrices, si elles existent.

Étude thermique. — L'étude thermique des turbines est basée à la fois sur les lois de l'écoulement de la vapeur à travers les tuyères, et celles des modifications produites dans l'état du fluide par ce passage, c'est-à-dire par les additions, et, plus généralement, par les soustractions de chaleur qui se produisent par suite de sa détente.

Lois d'écoulement de la vapeur d'eau. — Les données relatives à l'écoulement de la vapeur d'eau à travers les tuyères, éparses jusqu'ici dans les traités de thermodynamique, ont été groupées par M. Rateau dans un très intéressant travail [1]. Les voici succinctement :

L'écoulement de la vapeur par les tuyères diffère très notablement de celui des liquides, surtout si le rapport des pressions avant et après le passage dans la tuyère est inférieur à l'unité.

Pour la vapeur, la densité du fluide varie bien avec la pression; mais, comme d'autre part la vitesse d'écoulement varie inversement à cette pression, le produit de la densité par la vitesse, c'est-à-dire le débit en poids,

---

[1] *Recherches expérimentales sur l'écoulement de la vapeur d'eau à travers les tuyères.* Dunod, 1902.

croît d'abord quand la pression décroît, passe par un maximum, puis décroît avec cette pression.

D'après les expériences de M. Rateau, ce maximum correspond, pour la vapeur d'eau, à un rapport de o,58 entre les pressions d'aval et d'amont, quelle que soit cette dernière pression.

Par suite, si le rapport des pressions est inférieur à o,58, la tuyère, d'abord convergente, devra ensuite être divergente, pour permettre à la vapeur de se détendre jusqu'à ce que le rapport ait atteint la valeur indiquée plus haut.

Dans une telle tuyère, la pression à la section la plus resserrée est toujours égale à o,58 de la pression d'amont, et la vitesse d'écoulement y est égale à celle du son dans le fluide à l'état où il s'y trouve.

Pour une tuyère donnée, l'abaissement de la pression d'aval a pour conséquence de modifier la pression, et, par suite, la vitesse dans la fin du parcours. A la sortie de la tuyère, la vapeur, se répandant dans un espace où la pression est plus basse que la sienne, se détend brusquement, la veine s'épanouit et augmente de volume. Cette augmentation s'atténue progressivement, si la pression d'aval croît, et elle disparaît quand celle-ci devient égale à o,58 de la pression d'amont.

Quand la pression d'aval est inférieure à o,58 de la pression d'amont, le débit de vapeur est indépendant de la pression d'aval; il en dépend, au contraire, quand la pression d'aval a une valeur plus forte, et dépend en même temps de la pression d'amont.

Ces observations ne s'appliquent pas à l'écoulement par des orifices en mince paroi, pour lequel le coefficient de contraction vient jouer un rôle important et modifier les résultats.

Pendant l'écoulement de la vapeur à travers les tuyères, celle-ci y séjourne si peu, qu'en réalité, elle n'a le temps, ni de recevoir, ni de céder de la chaleur d'une manière appréciable. On peut donc supposer, pratiquement, que la détente de la vapeur dans les tuyères est adiabatique.

Calcul du débit. — Pour calculer le débit d'une tuyère, il faut connaître la vitesse de l'écoulement de la vapeur dans la plus petite section de la tuyère. M. Rateau a donné, pour cette vitesse, dans le cas de la vapeur saturante, l'expression suivante :

$$V^2 = 2gE\theta\left(\frac{r}{T_0} + \frac{C\theta}{2(T_0 - \theta)}\right)$$

dans laquelle

V, est la vitesse,
E, l'équivalent mécanique de la chaleur,
r, la chaleur de vaporisation de l'eau à la température T_0,
T_0, la température d'entrée de la vapeur dans la tuyère,
C, la chaleur spécifique de la vapeur,
θ, la chute de température entre l'entrée et la sortie de la vapeur dans la tuyère.

Cette vitesse une fois déterminée, il faut évaluer le poids spécifique de la vapeur d'eau dans la section considérée, à l'aide des formules de Regnault et de la formule de Clapeyron, puis tenir compte du titre de la vapeur, c'est-à-dire de la quantité d'eau qui s'est formée pendant la détente adiabatique.

Ce titre peut se calculer directement à l'aide du diagramme entropique, ou à l'aide de l'abaque indiqué par M. Rateau [1], avec la correction indiquée par M. Lelong [2], si besoin est. On arrive à l'expression approximative suivante du débit :

$$I = \frac{\pi S V}{x}$$

dans laquelle,

I, est le débit en poids,
π, le poids spécifique de la vapeur,
V, la vitesse de la vapeur,
x, la quantité d'eau fournie pendant la détente adiabatique.

De cette formule on peut tirer $S = \frac{Ix}{\pi V}$, expression qui permet de calculer la section d'une tuyère d'un débit donné, dont on connaît la vitesse d'écoulement.

M. Rateau donne également, pour le cas où la tuyère est convergente, et que la pression d'aval est plus petite que 0,58 de la pression d'amont, l'expression :

$$I = P(a - b \log P),$$

dans laquelle le débit est exprimé en grammes, par seconde et par centimètre carré de section de l'orifice de sortie (col) de la tuyère; les coefficients ont les valeurs $a = 15,20$, $b = 0,96$.

Détermination graphique des sections de passage d'une tuyère. — Il a aussi donné un diagramme (*voir fig.* 1) permettant de calculer graphiquement, avec une exactitude suffisante pour la pratique, le rayon de la section finale d'une tuyère convergente-divergente, correspondant au cas où la pression est moindre que 0,58 de la pression d'amont.

Ce diagramme s'emploie de la manière suivante :

On détermine le rapport des deux pressions, et l'on mesure l'ordonnée de la courbe correspondant à ce rapport; elle indique le rayon de la section finale de la tuyère, le rayon de la section dans la partie la plus resserrée étant l'ordonnée minima de la courbe.

Dans le cas de tuyères non circulaires, les surfaces pourront approxima-

---

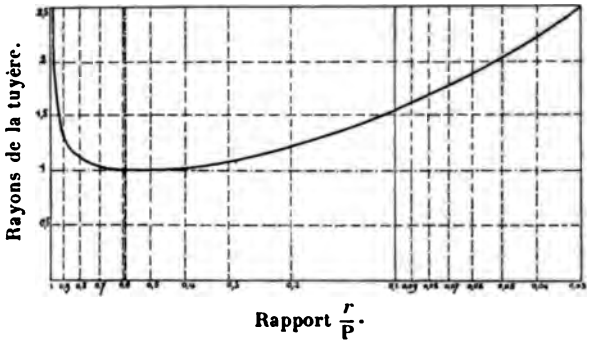
(1) *Rapport sur les turbines à vapeur*, au Congrès international de Mécanique appliquée, 1900.

(2) *Bulletin de l'Association Technique Maritime*, t. X, 1899.

tivement être prises proportionnelles au carré de ces rayons, mais la formule demandera à être vérifiée pratiquement.

Cette méthode graphique est très commode et suffisamment exacte pour la pratique, bien qu'en réalité la courbe doive varier légèrement avec la pression initiale; mais, cette variation est, d'après M. Rateau, négligeable. Il n'y

Fig. 1.



aurait toutefois que si la pression différait beaucoup de 10^{kg}, chiffre qui a servi à établir ce graphique, qu'il faudrait en tracer une autre, d'après la méthode exposée dans le travail cité plus haut.

Enfin, on doit également à M. Rateau, une formule simple, pour exprimer la vitesse d'écoulement, en fonction des pressions d'amont et d'aval : elle est la suivante :

$$V = 100\sqrt{\frac{530}{K}} \qquad \text{où} \qquad K = 0,85 + \frac{6,95 - 0,92\log P}{\log P - \log p}.$$

Cette formule empirique est suffisamment exacte pour la pratique, et la valeur de V correspond au travail maximum de la vapeur se détendant adiabatiquement de la pression P à celle p.

Ainsi qu'il a été dit plus haut, la quantité d'eau formée dans une tuyère par la détente adiabatique de la vapeur se détermine à l'aide du diagramme entropique.

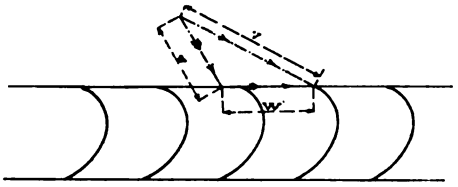
Celui-ci permet donc de déterminer tous les éléments nécessaires à l'étude des transformations de fluide dans les cycles fermés, et, avec le concours des lois d'écoulement à travers les tuyères, de déterminer, avec une exactitude suffisante, les dimensions des passages de vapeur des turbines, considérés comme fixes. Il faut cependant tenir compte de ce que l'état de mouvement des aubes vient modifier les vitesses absolues, et que les déviations subies par les courants de vapeur, du fait de la forme des aubes, jouent aussi un rôle important. Il faut donc déterminer, par des considérations cinématiques, la forme la plus convenable des aubes, et étudier ensuite, au point de vue thermique, l'écoulement de la vapeur dans celles-ci, en tenant compte de leur état de mouvement.

Détermination de la forme des aubes. — La détermination du tracé des aubes mobiles et des ailettes directrices, s'il en existe, dépend à la fois de la vitesse d'écoulement du fluide dans ces aubes et de la vitesse propre de ces dernières.

Il y a donc lieu, dans les turbines, de tenir compte de deux espèces de vitesses : la vitesse absolue, qui est la vitesse des parties mobiles de l'appareil ou des fluides qui y circulent, par rapport aux parties fixes, et la vitesse relative des parties mobiles, ou des fluides les uns par rapport aux autres,

V représente (*fig.* 2) la vitesse absolue du jet de vapeur en grandeur et

Fig. 2.



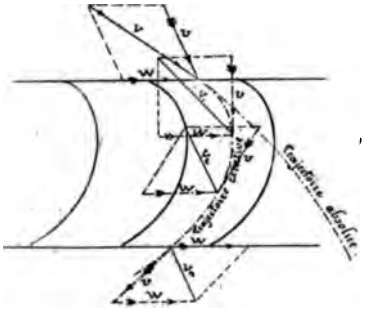
en direction, W la vitesse des aubes; v sera la vitesse relative du jet par rapport aux aubes. Cette vitesse est celle qu'aurait le jet si l'on avait $W = 0$.

Pour ne pas créer de remous à l'entrée du fluide dans les aubes, il faut que la direction du jet soit tangente au premier élément du dos de l'aube.

Quand le fluide a agi sur les aubes, il les quitte avec une certaine vitesse relative v', qui est la même que celle d'entrée v, si la section de passage est restée constante, mais dont la direction est modifiée par l'action des aubes. La vitesse absolue de sortie V' est modifiée en grandeur par l'action de ces dernières.

En fait, la vitesse absolue varie en chaque point de l'aube (*fig.* 3), mais

Fig. 3.



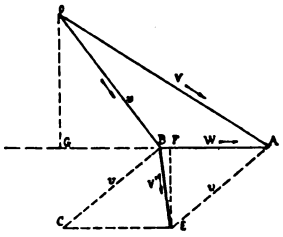
ces variations n'ont pas d'importance pratique, tant que le fluide reste dans les aubes. Il n'en est pas de même de la variation entre les vitesses absolues d'entrée et de sortie, puisque l'énergie cinétique est, abstraction faite du frottement, proportionnelle à $V^2 - V'^2$, et l'utilisation à $\frac{V^2 - V'^2}{V^2}$.

Les angles d'entrée et de sortie des aubes sont donc seuls intéressants à considérer, à condition que le tracé de la courbe de l'aube soit tel, qu'il n'y ait pas de variation dans la valeur du frottement. Pour que la courbe soit convenable, il suffira évidemment que la tangente en chaque point soit parallèle à la direction de la vitesse relative du fluide en ce point.

Au point de vue pratique, il y a le plus grand intérêt à ce que la vitesse absolue de sortie V′ soit aussi réduite que possible; mais cette vitesse dépend à la fois de la vitesse des aubes et de la valeur des angles d'entrée et de sortie. Il faut donc chercher la relation qui existe entre ces trois éléments.

Si OA (*fig.* 4) représente en grandeur et en direction la vitesse absolue du fluide, AB la vitesse W des aubes, également en grandeur et en direction, la

Fig. 4



vitesse relative du fluide sera représentée par OB et les angles OBG $= \alpha$ et CBD $= \beta$ seront les angles d'entrée et de sortie des aubes.

Or,

$$V^2 = W^2 + v^2 - 2W \times AF \qquad \text{et} \qquad W^2 + v^2 = V^2 - 2W \times BG,$$

d'où

$$V'^2 = V^2 - 2W(BG + AF) = W^2 - 2W(v\cos\alpha + v\cos\beta).$$

$$(1) \qquad V'^2 = V^2 - 2Wv(\cos\alpha + \cos\beta).$$

C'est-à-dire que si W et V sont donnés, v en découlera, et que V′ sera d'autant plus faible que $(\cos\alpha + \cos\beta)$ sera plus grand. Le minimum de V′ correspondra donc à

$$\cos\alpha + \cos\beta = 0,$$

c'est-à-dire

$$AB = BC = BO \qquad \text{et} \qquad W = \frac{V}{2}.$$

Quand la vitesse de la roue est égale à la moitié de la vitesse absolue d'entrée du fluide, la vitesse absolue de sortie est donc égale à zéro.

Si l'on n'est pas maître de la grandeur des angles α et β, non plus que de V, l'équation (1) montre que V'^2 sera minimum quand Wv sera maximum.

Or,

$$\text{surface ABO} = \frac{1}{2}Wv, \qquad \sin\alpha = \frac{1}{2}V \times GB,$$

d'où

$$Wv = \frac{V \times GB}{\sin\alpha},$$

c'est-à-dire que V et $\sin\alpha$ étant constants, V' sera minimum quand GB sera minimum; ce qui se produit quand OG = AG, c'est-à-dire quand

$$W = v = \frac{V}{2\cos\frac{\alpha}{2}}.$$

La vitesse des aubes ne peut donc être jamais moindre que la moitié de la vitesse absolue d'entrée du fluide, mais elle peut être beaucoup plus grande si α est grand.

Limite pratique de la valeur des angles α et β. — Pratiquement α et β ne peuvent être nuls; il est même quelquefois difficile de descendre au-dessous de certaines valeurs, mais cela n'a que peu d'importance, tant qu'ils sont moindres que 45°, car alors la perte d'énergie cinétique est relativement faible.

En effet, sur la figure 4, on a, si $v = W$,

$$OAG = \frac{OBG}{2} = 22^\circ\tfrac{1}{2} \quad \text{et} \quad EBA = \frac{ABC}{2} = 67^\circ\tfrac{1}{2},$$

d'où

$$BE = \frac{EF}{\sin 67\frac{1}{2}} = \frac{OG}{\sin 67\frac{1}{2}} = \frac{V\sin 22\frac{1}{2}}{\sin 67\frac{1}{2}}$$

et

$$BE^2 = V'^2 = \frac{V^2\sin^2 22\frac{1}{2}}{\sin^2 67\frac{1}{2}} = 0{,}17\,V^2,$$

la perte d'énergie cinétique ne dépasse donc pas 0,17 de l'énergie totale.

La réduction de la vitesse de sortie des aubes a le plus haut intérêt au point de vue du fonctionnement pratique des turbines.

Nécessité de limiter W. — La vitesse que peuvent, en effet, prendre les aubes est si considérable, quand la différence entre la vitesse absolue d'entrée et de sortie est grande, c'est-à-dire quand la chute de température elle-même est importante, que les parties mobiles subissent alors, du fait de la force centrifuge, des efforts beaucoup trop intenses.

Si nous considérons, par exemple, de la vapeur à 200° ($p = 15^{kg},89$) se détendant, après son passage sur une roue à aubes, dans un condenseur à 30°, et que nous supposions que 20 pour 100 de son énergie cinétique soit transformée en vitesse, nous aurons, pour expression de l'énergie cinétique utile

$$KE = (667^{cal},5 - 30^{cal})\,0{,}2 = 127^{cal},5,$$

ce qui correspond à $54\,187^{kgm},5$, d'où

$$V^2 = 54\,187{,}5 \times 19{,}62 = 1\,063\,158{,}75$$

et

$$V = 1031^{m}.$$

Comme, d'autre part, dans les meilleures circonstances, $W = \frac{V}{2} = 515^m$ par seconde, on voit qu'à cette vitesse les effets de la force centrifuge deviennent très importants.

Pour un anneau de peu de hauteur suivant le rayon, comme celui monté aux extrémités des aubes de la turbine de Laval, la tension produite dans la matière est approximativement égale à πV^2, π étant la densité du métal et V la vitesse de la fibre moyenne de l'anneau; si $\pi = 8$ (densité de l'acier), $\pi V^2 = 515^2 \times 0{,}0008 = 21^{kg},2$. C'est un effort considérable pour une pièce mécanique. Sans doute, les cordes à piano, à l'état vibratoire, dépassent ce chiffre, et atteignent 120^{kg} par millimètre carré, mais ce ne sont pas là des efforts à faire supporter avec sécurité par des pièces de machines.

Dans les turbines de Laval, la vitesse des aubes atteint, dans certains cas, des valeurs beaucoup plus élevées que celle indiquée plus haut; la tension moléculaire du métal de l'anneau monté sur le bout des aubes approche alors bien près de 100^{kg} par millimètre carré.

On conçoit, à ce point de vue, l'intérêt qu'il y a à limiter W, pour ne pas imposer aux matériaux usuels de trop grands efforts.

C'est cette nécessité de limiter W qui a conduit à l'emploi de roues successives, pour chacune desquelles la différence entre V, vitesse d'entrée, et V', vitesse de sortie est relativement faible. C'est, en somme, l'application aux turbines d'un raisonnement analogue à celui qui a fait fractionner la détente, dans les machines alternatives, entre plusieurs cylindres.

La turbine à roue unique est tout à fait comparable à la machine monocylindrique, et celles à roues multiples aux machines à détente en cascade, avec cet avantage que la chute de vitesse sur chaque roue peut être infiniment moins grande que la chute de température dans chaque cylindre, ceux-ci étant forcément moins nombreux que celles-là.

Dans la turbine à roues multiples, il est toujours possible de réduire la différence de pression sur les deux faces d'une même roue, et par suite la différence des vitesses d'entrée et de sortie par l'emploi d'un nombre suffisant de roues, par une valeur appropriée des angles d'entrée et de sortie, ainsi que par des sections de passage suffisantes.

Fractionnement des vitesses et pressions. — La figure 5 donne des exemples de fractionnement des vitesses et, par suite, des pressions dans une turbine Compound à 4 roues.

Dans le premier tracé, les différents disques à aubes sont supposés avoir le même diamètre, et par conséquent la même vitesse périphérique. Ce tracé suppose également que les sections de passage restent constantes, ou, ce qui revient au même, croissent proportionnellement à l'augmentation du volume du fluide.

Le second tracé se rapporte aux mêmes conditions, mais en supposant que

le diamètre des disques va en croissant, ce qui facilite pratiquement les dispositions nécessaires pour l'augmentation des sections de passage proportionnellement au volume de la vapeur.

Fig. 5.

Diagrammes des vitessses de la vapeur dans une turbine compound.

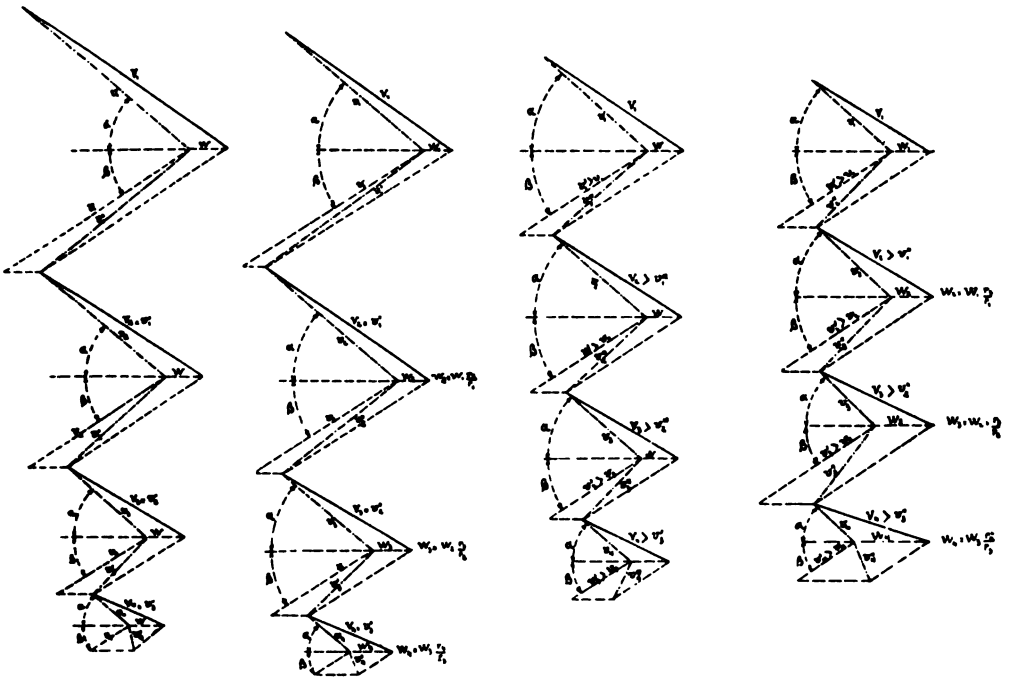
$V_1, V_2, V_3, V_4,$	Vitesses absolues d'entrée dans les aubes.
$v_1, v_2, v_3, v_4,$	» relatives » »
$v'_1, v'_2, v'_3, v'_4,$	» relatives de sortie des aubes.
$W_1, W_2, W_3, W_4,$	» des aubes.
$r_1, r_2, r_3, r_4,$	Rayons des disques à aubes.

Cas où le volume de la vapeur est constant ou croît proportionnellement aux sections de passage.

1° Disques de diamètre constant. **2° Disques de diamètres croissants.**

Cas où le volume de la vapeur croît plus vite que les sections de passage. (Détente dans les ailettes directrices et les aubes.)

1° Disques de diamètre constant. **2° Disques de diamètres croissants.**



Dans ce cas, les vitesses périphériques sont proportionnelles aux rayons des disques.

Le troisième tracé se rapporte au cas où il y a détente de la vapeur à la fois dans les ailettes directrices fixes et dans les aubes des roues mobiles, c'est-à-dire pour lequel le volume du fluide croît plus rapidement que les sections de passage, les disques ayant tous le même diamètre.

Enfin, le quatrième tracé se rapporte aux mêmes conditions de fonctionnement, mais avec des disques mobiles de diamètres croissants.

Les deux derniers cas considérés sont certainement les plus fréquents, car il n'est guère possible d'éviter une détente partielle de la vapeur dans les jeux inévitables séparant deux roues consécutives, ainsi que dans la garniture d'ailettes directrices qui est montée entre elles.

Les lettres portées sur ces différents diagrammes indiquent leur mode de construction. Comme tous les disques à aubes sont calés sur le même arbre et ont par suite la même vitesse angulaire, les angles α et β d'entrée et de sortie des aubes sont également les mêmes.

Les tracés de la figure 5 font bien ressortir les avantages qu'on peut réaliser par l'emploi de turbines Compound à roues multiples, au lieu de turbines à roue unique.

Ils montrent la réduction de vitesse qu'on peut obtenir, tout en permettant de recueillir une proportion assez élevée de l'énergie cinétique initiale de la vapeur.

Énergie cinétique recueillie. — La quantité recueillie est en effet proportionnelle à $\frac{V^2 - v_n^2}{V^2}$, V étant la vitesse absolue d'entrée dans la première roue de la turbine, v_n la vitesse de sortie de la dernière roue n. Or, v_n peut être aussi réduite qu'on le veut, par l'augmentation du nombre n de roues; la pression de sortie peut donc être très voisine de celle de l'atmosphère ou du condenseur, si la turbine est à condensation.

Le taux d'expansion de la vapeur peut être pratiquement très élevé, tandis que dans les turbines à roue unique, cette expansion, en se produisant brusquement à la sortie de la roue, donne lieu à une grande vitesse périphérique de celle-ci, avec toutes ses conséquences au point de vue de la résistance des pièces, ainsi que la difficulté de commander les machines à conduire.

Application des turbines à roues multiples aux grandes puissances. — L'emploi des turbines à roues multiples est donc tout indiqué, lorsqu'il faut développer de grandes puissances avec une vitesse angulaire modérée. C'est sous cette forme que s'est propagé l'usage industriel des turbines dans le plus grand nombre des applications. Dans certains cas spéciaux, et surtout pour de faibles puissances, la turbine à roue unique peut présenter des avantages, mais sa grande vitesse angulaire, qui rend nécessaire la présence d'un harnais réducteur, sera toujours une gêne dans beaucoup d'applications.

Telles sont, sommairement, les considérations théoriques qui paraissent devoir guider dans le choix et le tracé des turbines à vapeur, mais il ne faut pas oublier qu'elles doivent être soigneusement contrôlées par des expériences directes ou par une longue pratique.

On s'exposerait autrement à de graves mécomptes, par suite de l'imperfection de nos connaissances sur l'écoulement de la vapeur à l'état de courant aussi divisé.

Application à la propulsion des navires. — Pour la propulsion des navires, notamment, il faudra être très prudent, par suite des nombreux phénomènes accessoires qui peuvent venir réagir sur le fonctionnement de la turbine.

Chacun des éléments concourant à la propulsion devra être étudié séparément, puis dans ses relations avec les autres, de manière à ne s'avancer que progressivement, en évitant les expériences toujours coûteuses.

Jusqu'ici, la solution du problème n'a été cherchée qu'à l'aide de turbines à roues multiples.

Certaines tentatives, et ce sont les plus nombreuses, ont été réalisées avec les turbines Compound à roues multiples Parsons; leurs résultats ont, jusqu'ici, donné satisfaction. D'autres l'ont été avec la turbine Rateau, dite *multicellulaire*, mais cette turbine est encore en essai, et rien n'a encore été publié, jusqu'ici, sur les résultats obtenus.

C'est donc sur les turbines Parsons que porte cette étude, bien que la turbine Rateau présente certaines particularités très intéressantes.

Les turbines Parsons et Rateau, dont les caractères ne sont d'ailleurs pas nettement tranchés, correspondent cependant aux deux grandes catégories dans lesquelles on peut classer les turbines.

Classification des turbines. — Les *turbines à action*, ou à impulsion, dans lesquelles la vapeur, préalablement détendue au degré voulu, dans le distributeur, n'agit que par sa force vive sur la roue mobile à aubes.

Les *turbines à réaction*, dans lesquelles la détente de la vapeur n'est que partielle dans le distributeur, et s'achève dans les aubes mêmes de la roue mobile.

Dans les turbines Parsons et Rateau, les différences sont moins définies; ce sont, en réalité, des turbines mixtes, participant des avantages et des inconvénients des deux catégories, tout en se rattachant plus spécialement à l'une d'elles.

Par contre, la turbine de Laval, avec sa roue unique, ses distributeurs réglables et sa grande vitesse de rotation, est très nettement une turbine à action.

Nous n'en parlons ici que pour mémoire, car avec les efforts considérables supportés par la matière, la présence de l'axe flexible et du harnais réducteur, elle paraît difficilement applicable, tout au moins actuellement, à la propulsion des navires. Elle paraît, d'ailleurs, dépenser beaucoup de vapeur.

Comparaison des turbines à action et à réaction. — Chacune des deux grandes catégories de turbines présente des avantages théoriques et des inconvénients; mais c'est, croyons-nous, la pratique seule qui peut éclairer la question.

Les turbines à action, surtout celles à roues multiples, peuvent invoquer les avantages théoriques suivants :

Faculté de pouvoir régler, dans certaines limites, la distribution de la vapeur sur une partie de la périphérie des roues mobiles;

Moindre vitesse d'écoulement de la vapeur, et, par suite, de la rotation des roues mobiles;

Absence de poussée axiale, les roues mobiles tournant dans un espace d'égale pression sur leurs deux faces;

Diminution de l'importance des fuites dues aux différences de pression, et, par suite, augmentation possible des jeux entre les parties fixes et les parties mobiles;

Rendement mécanique supérieur.

En pratique, ces avantages paraissent bien diminués par une construction plus compliquée, et, par suite, moins robuste que celle des turbines à réaction.

La vitesse d'écoulement de la vapeur, et, en conséquence, celle de rotation des roues, peut, en effet, être pratiquement aussi réduite dans ces turbines que dans celles à action.

L'emploi d'un nombre suffisant de roues, bien calculées, permettant une détente progressive de la vapeur, tout en rendant très faibles les différences de pression sur les deux faces d'une même roue, permet de réduire fortement la vitesse angulaire, surtout pour les appareils puissants, comme doivent l'être ceux destinés à la navigation.

Dans les turbines à réaction, à roues multiples, l'utilisation pratique de la détente de la vapeur, en produisant un travail utile, paraît pouvoir être poussée assez loin pour donner toute satisfaction. C'est ainsi que dans certaines turbines Parsons, la détente atteint le taux de 150 fois le volume initial.

Quant à l'importance des jeux nécessaires et des fuites qui peuvent en être la conséquence, elle est bien réduite dans un appareil convenablement construit, et la diminution des différences de pression sur les deux faces d'une même roue, diminution qu'on peut se fixer, empêche les fuites d'avoir des effets fâcheux au point de vue du rendement.

La sanction pratique qu'ont subie les turbines à réaction montre que les craintes manifestées au sujet de leur rendement étaient exagérées.

L'emploi industriel des turbines a fait de grands progrès dans ces dernières années, et, pour les grandes puissances, il faut noter que ce sont presque toujours des turbines à réaction qui sont choisies.

Ce sont d'ailleurs les seules qui, jusqu'ici, aient été appliquées sur une certaine échelle à la propulsion des navires.

Je me bornerai donc à indiquer les résultats obtenus par les turbines Parsons, à bord des navires sur lesquels elles ont été appliquées ; mais, avant d'entamer cette question, je crois nécessaire de faire un historique rapide

de la turbine Parsons, et de donner la description sommaire des différents types employés.

Historique de la turbine Parsons. — C'est en 1884, lors de l'apparition des dynamos à grande vitesse, des pompes centrifuges utilisables pratiquement, des machines à travailler le bois, que M. Parsons construisit la première turbine qui ait fonctionné industriellement. Elle a commandé, pendant quelques années, une dynamo à Gateshead-on-Tyne, et est actuellement au musée du South Kensington.

Elle consistait, ainsi que l'indique la figure 6, en deux groupes de quinze disques à aubes, calés sur un même arbre de part et d'autre de l'arrivée de vapeur, pour équilibrer les poussées axiales. Les aubes mobiles étaient montées sur les disques, et les ailettes fixes ou directrices sur l'enveloppe même de la turbine.

Chaque groupe constituait pour ainsi dire une turbine complète, dans laquelle la chute de pression se fait progressivement sans choc, par suite de l'accroissement des sections de passage. L'utilisation fut assez satisfaisante, mais la grande vitesse de rotation (18000 tours à la minute) rendait difficile le parfait centrage de l'arbre, qui fouettait légèrement sous l'action de la force centrifuge. Aussi avait-il fallu ménager, entre les parties fixes et mobiles, des jeux suffisants, pour qu'en aucun cas il ne pût y avoir frottement. De là des fuites de vapeur assez importantes, et une certaine diminution de puissance.

Ces défauts étant inhérents à la grande vitesse de rotation, M. Parsons s'attacha à réduire cette vitesse, et y parvint après une série d'essais, surtout avec les turbines puissantes. La vitesse primitive de 18000 tours s'est aujourd'hui abaissée, en conservant un bon rendement, à 1100, 750 et même 500 tours, sur un navire actuellement en construction.

En 1892 fut réalisée la première installation à condensation, c'était une turbine de 200^{chx} et 4800 tours, destinée à commander un alternateur de 150 kilowatts à la station électrique de Cambridge.

Les essais de cet appareil, exécutés par le Professeur Ewing, montrèrent que la consommation de vapeur était très acceptable, étant donnés les nombreux avantages que présentait ce moteur.

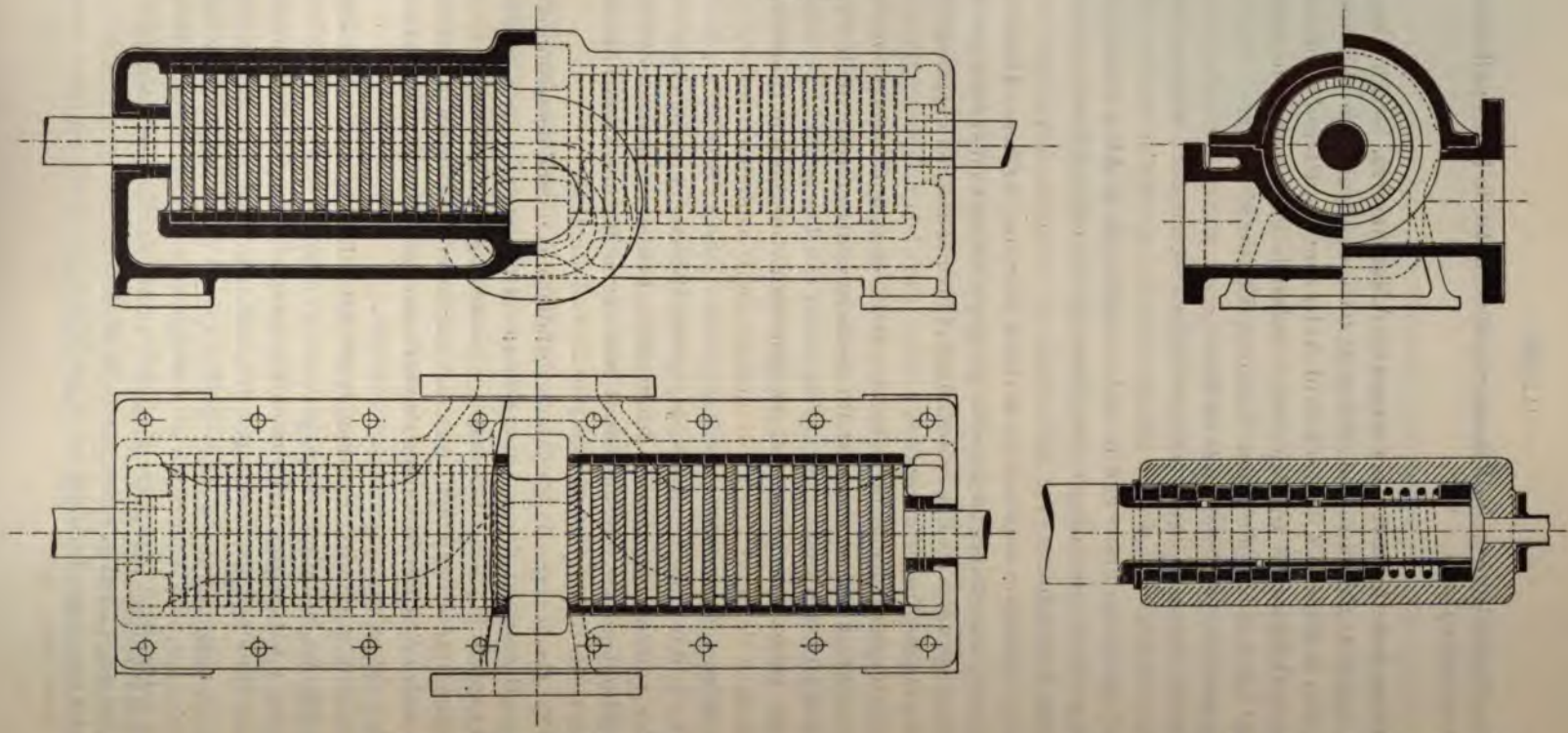
L'installation de turbines analogues fut alors exécutée à Newcastle, Woolwich, Scarborough, Hartlepool, etc., en même temps que celle de turbines sans condensation dans les stations de la Compagnie Métropolitaine.

Depuis cette époque, le nombre des turbines en service a beaucoup augmenté, et, aujourd'hui, il y en a environ 150000^{chx}, en Angleterre seulement.

A l'étranger, une installation de 1000 kilowatts fut exécutée pour la municipalité d'Elberfeld, une autre de 4000^{chx} pour Francfort-sur-le-Mein, d'autres par la Suisse et l'Italie, entre autres pour Milan.

Pendant que les turbines se répandaient, par suite de leurs avantages,

Fig. 6.



Première turbine Parsons, 1884.

Ancien montage des paliers des arbres de turbine.

dans les usines électriques, M. Parsons se préoccupait de leur application à la propulsion des navires.

Application des turbines à la propulsion des navires. — En 1894, il forma un syndicat d'études, qui décida de faire construire un petit navire d'expériences, la *Turbinia*, dont les résultats très remarquables (1) attirèrent l'attention de l'Amirauté Anglaise, qui commanda deux contre-torpilleurs de 375tx, le *Viper* et le *Cobra*, dont la vitesse dépassa 36n (2).

En présence de ces résultats, il se forma, en 1901, une Société, sous la présidence du capitaine Williamson, pour la construction, à l'occasion de l'Exposition de Glascow, d'un paquebot à turbines, destiné au service de l'estuaire de la Clyde, entre Fairlie et Campbelltown, le *King-Edward*, qui fonctionna pendant toute l'Exposition, donna des résultats si satisfaisants (3), tant au point de vue mécanique qu'au point de vue économique, qu'à la fin de 1901, la construction d'un second navire à turbines, la *Queen-Alexandra*, plus grand que le premier, fut décidée. Ce paquebot, mis en service au commencement de l'année 1902, a également fort bien réussi, en dépassant d'un nœud la vitesse du *King-Edward* (4).

En 1902, l'Amirauté décida de remplacer le *Viper* et le *Cobra*, perdus dans les circonstances que l'on sait, par un nouveau contre-torpilleur, le *Véloz*, actuellement en essai.

Outre ces navires de guerre et ces paquebots, un certain nombre de yachts ont reçu des moteurs à turbines, et deux paquebots, munis de ce moteur, sont en construction.

Enfin, la Marine Française a décidé, à titre d'essai, l'installation de turbines Parsons sur un torpilleur, le n° 293, qui est en ce moment en construction dans les chantiers Normand, au Havre, et la Marine Allemande entre dans la même voie.

Le Tableau ci-après donne les caractéristiques des divers navires mus par des turbines Parsons, déjà construits ou en construction.

On peut y voir qu'il y a environ 51 600chx construits, et 38 500chx en construction. On remarquera également que la Compagnie du *London Chatham* et celle du *London Brighton* ont toutes deux commandé un paquebot destiné au service de la Manche.

Ces paquebots vont entrer en ligne, le premier, dans le courant de mai et l'autre en juin ou en juillet.

Le service d'État Ostende-Douvres va, paraît-il, commander aussi un paquebot à turbines.

---

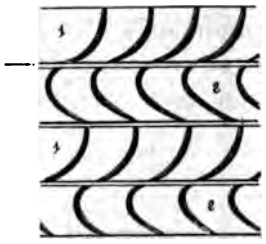
(1) *Voir* plus loin, page 128.
(2) *Voir* plus loin, page 132.
(3) *Voir* plus loin, page 136.
(4) *Voir* plus loin, page 139.

La vapeur, après avoir traversé le régulateur d'admission, pénètre dans la chambre A, disposée en avant de la série de disques du plus petit diamètre et, après avoir passé successivement dans toutes les roues, dont le diamètre, va en croissant, se rend dans la chambre d'échappement B, d'où elle passe au condenseur.

Avant de pénétrer sur la première roue mobile, la vapeur passe dans une garniture d'ailettes directrices fixes, qui lui impriment la direction voulue pour qu'elle agisse utilement sur les aubes du premier disque. Au sortir de celui-ci, elle passe, avant d'atteindre le second, à travers une nouvelle garniture d'ailettes directrices, et ainsi de suite.

La disposition des aubes mobiles et des ailettes directrices est indiquée par la figure 8.

Fig. 8.



Disposition des ailettes directrices (1) et des aubes mobiles (2).

Les sections de passage, tant entre les aubes mobiles qu'entre les ailettes directrices, croissent dans la proportion nécessaire pour la détente progressive de la vapeur, tout en limitant les différences de pression sur les deux faces d'une même roue.

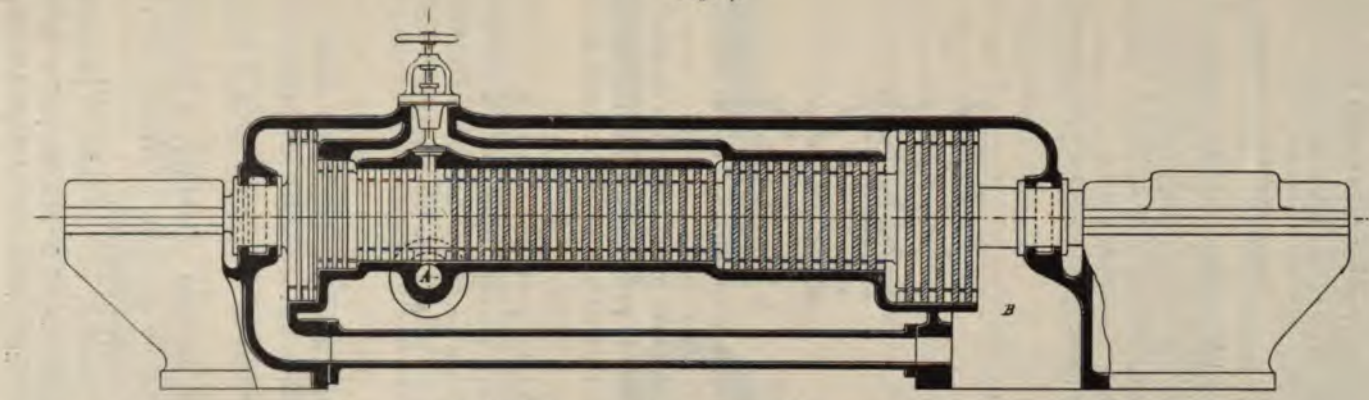
Les fuites et, par suite, les pertes de puissance, sont donc relativement peu importantes; il faut d'ailleurs remarquer que ces pertes de travail mécanique se retrouvent en grande partie, tout au moins sous forme de travail thermique, en évitant les chutes trop brusques de température, et en jouant le rôle d'appareil de réchauffage.

Équilibre de la poussée axiale. — La poussée axiale que produirait l'action de la vapeur est équilibrée à l'aide de pistons de même surface à peu près que les diverses séries de disques mobiles, mais recevant la pression de la vapeur en sens inverse.

Pour que l'égalité de pression s'établisse, la face arrière de chacun d'eux est reliée par un conduit de grandeur appropriée au réservoir qui précède chacune des séries de disques mobiles.

Les différences de pression, et, par suite, la poussée axiale, ne peuvent donc être que très faibles; aussi le rôle du palier de butée à collets est-il plutôt de maintenir longitudinalement le réglage des disques que de supporter un effort de poussée.

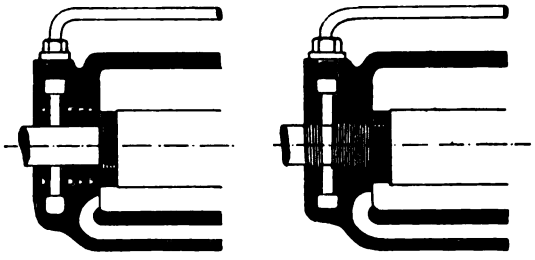
Fig. 7.



Turbine Parsons. — Type de terre. Écoulement axial.

M. Parsons y est arrivé par l'emploi d'un courant de vapeur réglable à volonté, pressant des garnitures métalliques sur l'arbre, ou par l'emploi de portées cannelées sur celui-ci. Dans ce dernier cas, les condensations d'eau dans les cannelures suffisent à assurer l'étanchéité (*fig.* 10 et 11).

Fig. 10. Fig. 11.



Disposition des presse-étoupes.

Fonctionnement en surcharge. — Une arrivée spéciale de vapeur permet d'admettre directement de la vapeur vive dans chaque réservoir intermédiaire, et, par suite, d'augmenter la puissance de la turbine, en cas de besoin, sans que son rendement varie sensiblement.

De même un échappement à l'air libre permet aussi de fonctionner en cas d'avarie au condenseur. Je ne dirai qu'un mot du régulateur électrique, généralement très sensible, employé sur les turbines de terre, cet appareil n'étant pas monté sur les turbines marines; il me suffira de dire que la marche des turbines actionnant les dynamos est absolument régulière, ainsi que l'ont prouvé divers essais

Pression par unité de surface des ailes. — La pression exercée sur chaque aube ou chaque ailette directrice ne dépasse pas $1^{k},9$ à 2^{k} par centimètre carré; c'est-à-dire qu'elle est très faible, et que, par suite, il y a bien peu de chances de ruptures d'ailettes.

Poids et équilibre des parties tournantes. — On a quelquefois critiqué le poids des parties rotatives des turbines Parsons. Si ces critiques peuvent avoir un certain fondement pour les turbines marines, dont l'axe peut être soumis brusquement à des déviations rapides, il ne présente aucun inconvénient pour les turbines de terre.

Bien plus, il rend l'équilibrage beaucoup plus facile, en diminuant l'importance des balourds inévitables des parties tournantes.

Nous verrons d'ailleurs plus loin, dans le paragraphe traitant des effets gyroscopiques, qu'il ne faut pas s'exagérer les inconvénients de ce poids, si les paliers-supports sont suffisamment résistants.

L'équilibrage des parties tournantes des turbines est un point très délicat; on ne peut le réaliser qu'à l'aide d'appareils spéciaux, qu'a fait créer la

pratique, mais on est arrivé aujourd'hui à des résultats tout à fait suffisants pour qu'il n'y ait rien à craindre des efforts anormaux créés par les balourds.

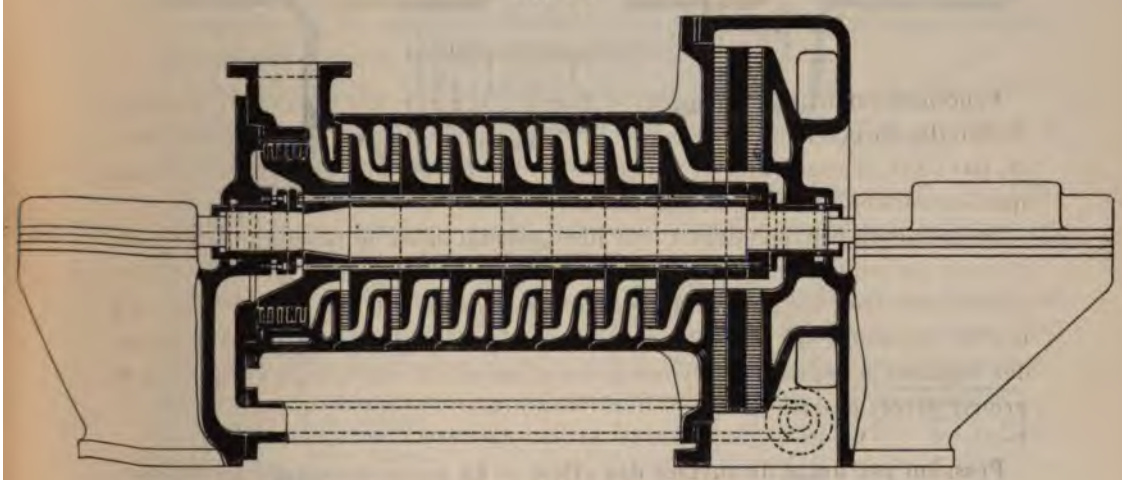
DIFFÉRENTS TYPES DE TURBINES.

Il y a eu, pour les turbines de terre, plusieurs types créés :

a. Turbine à écoulement axial. — Le plus répandu est celui à écoulement axial, dans lequel la direction de la vapeur est parallèle à l'axe de la turbine : la figure 7 représente une turbine de ce type.

b. Turbine à écoulement radial. — Quelques appareils ont été construits à écoulement radial, centrifuge ou centripète ; mais, dans ce type, les espaces morts sont forcément plus considérables, en raison des sinuosités que doit

Fig. 12.



Turbine Parsons. — Type de terre. Écoulement radial.

suivre la vapeur. — Leur construction est aussi plus compliquée, aussi ce type est-il moins répandu et réservé à certains cas spéciaux.

La figure 12 représente une turbine de ce type.

TURBINES DE MER.

Les turbines destinées à la propulsion des navires sont de construction sensiblement différente.

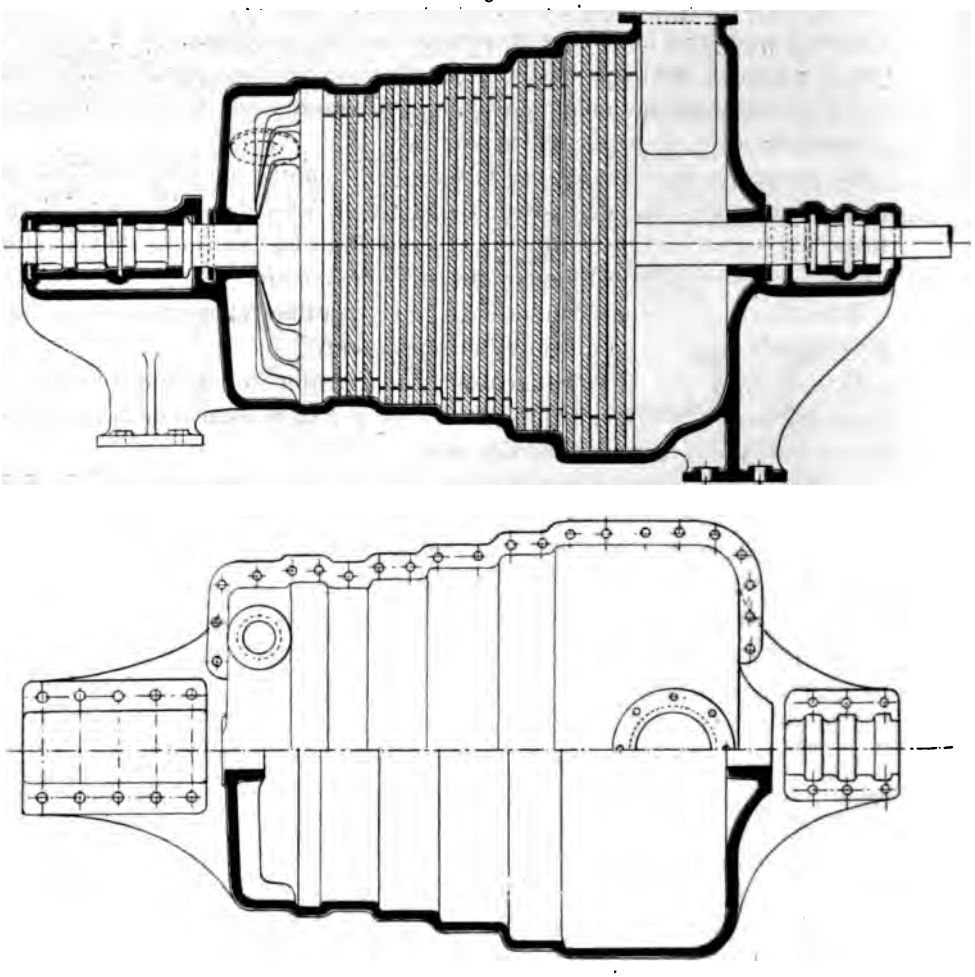
La principale modification consiste dans la suppression des pistons d'équilibre, la poussée axiale de la vapeur étant directement balancée par celle des propulseurs, qui se produit en sens inverse. La construction y gagne donc en simplicité, point important quand il s'agit d'appareils placés à bord d'un navire.

L'équilibre de ces deux pressions de poussée en sens inverse permet de

plus de supprimer le palier de butée intercalé, sur les machines alternatives, entre le moteur et les propulseurs, qui absorbe tant de travail.

La seconde différence entre les turbines de terre et celles de mer est que,

Fig. 13.



Turbine simple. — Type marine.

dans ces dernières, l'étagement des disques mobiles est beaucoup plus fractionné. Cette disposition était tout indiquée pour permettre plus facilement l'augmentation des sections de passage, augmentation nécessitée par le taux énorme de la détente qu'on atteint dans ces turbines.

a. Turbine simple. — La figure 13 donne différentes vues d'une turbine marine simple, c'est-à-dire marchant seulement dans un seul sens. Son fonctionnement est d'ailleurs exactement le même que celui des turbines de terre.

Toutes les turbines marines sont à écoulement axial, en raison de la simplicité de construction, et les divers détails des paliers, presse-étoupes, etc., ont beaucoup d'analogie avec ceux des turbines de terre, bien qu'en différant quelque peu.

b. Turbine à marche avant et arrière (première disposition). — Comme, à bord des navires, la marche en arrière est très importante, M. Parsons, au lieu d'avoir des turbines séparées pour chacune des deux marches, a imaginé de les réunir dans une même enveloppe, au grand profit de la simplification.

Deux dispositions peuvent être employées.

La première, représentée par la figure 14, montre les deux turbines disposées à la suite l'une de l'autre. Les deux arrivées de vapeur A et B sont manœuvrées par un tiroir unique, qui ouvre l'une ou l'autre; le renversement de l'arrivée de vapeur est donc réalisé très facilement.

Dans ce cas, les deux turbines sont du type ordinaire, et opposées par leurs plus grands disques, ou disques d'échappement.

Cette disposition a l'inconvénient d'augmenter assez sensiblement la longueur des turbines, surtout si l'on veut que la puissance de la turbine de marche arrière soit un peu considérable.

c. Turbine à marche avant et arrière (seconde disposition). — Pour remédier à cet inconvénient, M. Parsons a étudié la disposition indiquée par la figure 14 *bis*.

Dans cette installation, la turbine de marche avant reste ce qu'elle est ordinairement, mais reçoit à l'intérieur la turbine de marche arrière, dont l'étagement des disques est dans le même sens, les aubes et les ailettes directrices étant seules en sens opposé de celles de la turbine de marche avant.

Toutefois, comme l'enveloppe de la turbine de marche arrière est reliée à la partie tournante de la turbine de marche avant, c'est elle qui reçoit les aubes mobiles, tandis que les ailettes directrices fixes sont disposées sur un manchon venu de fonte avec le fond de l'enveloppe générale des turbines, situé du côté de l'échappement.

Cette disposition très simple permet de gagner une longueur très appréciable, mais ce gain est cependant réduit, si l'on veut avoir une turbine de marche arrière à peu près aussi puissante que celle de la marche avant, car alors la turbine de marche arrière déborde beaucoup celle de la marche avant.

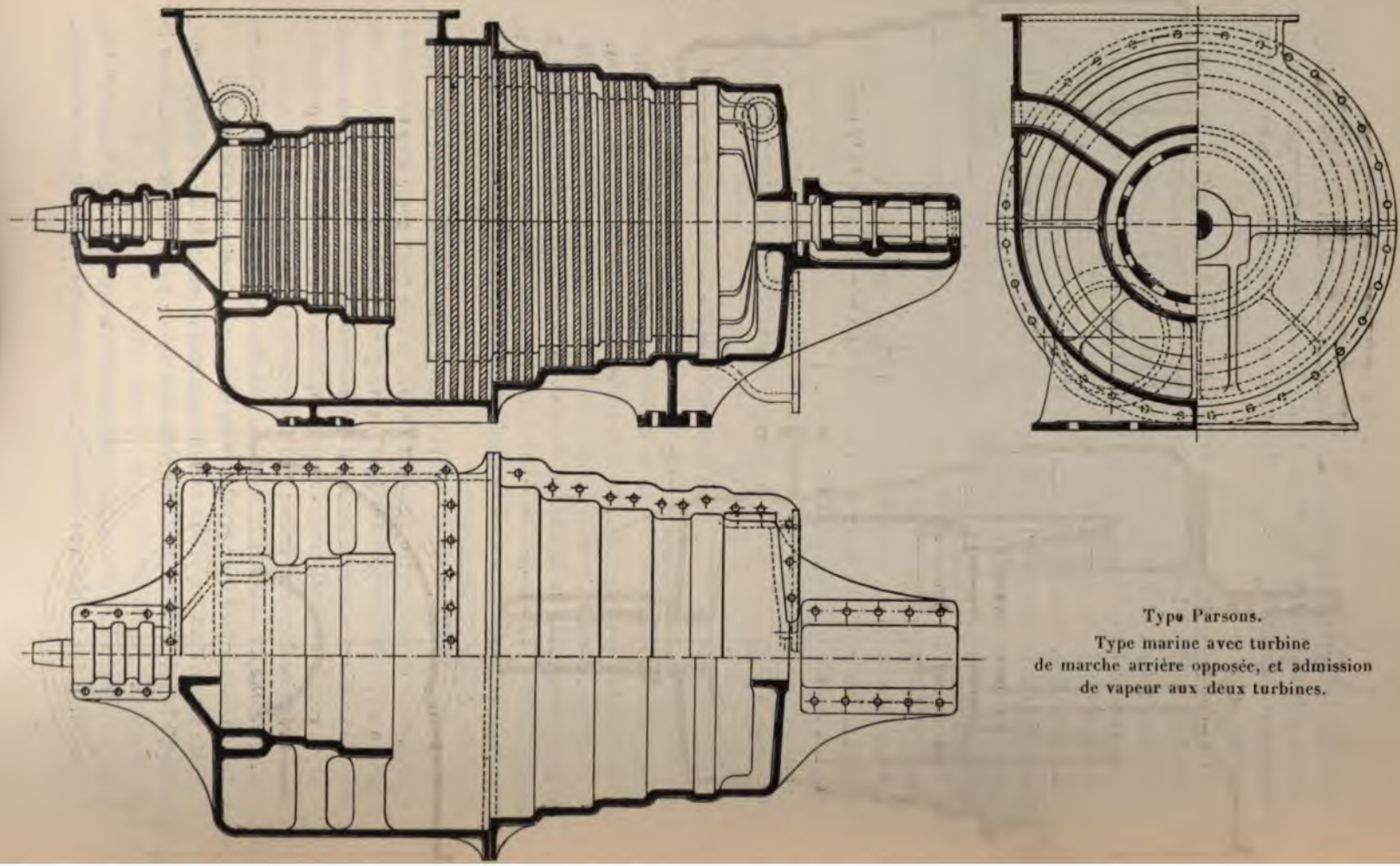
Il y a cependant toujours gain sur l'emploi de deux turbines indépendantes, même réunies dans une même enveloppe.

d. Turbine à condensation directe. — M. Parsons a enfin breveté également la turbine accouplée à un condenseur, ainsi que l'indique la figure 15.

Cette disposition supprime tout étranglement possible de l'échappement, puisqu'à la sortie de la dernière roue, la vapeur passe directement dans le condenseur.

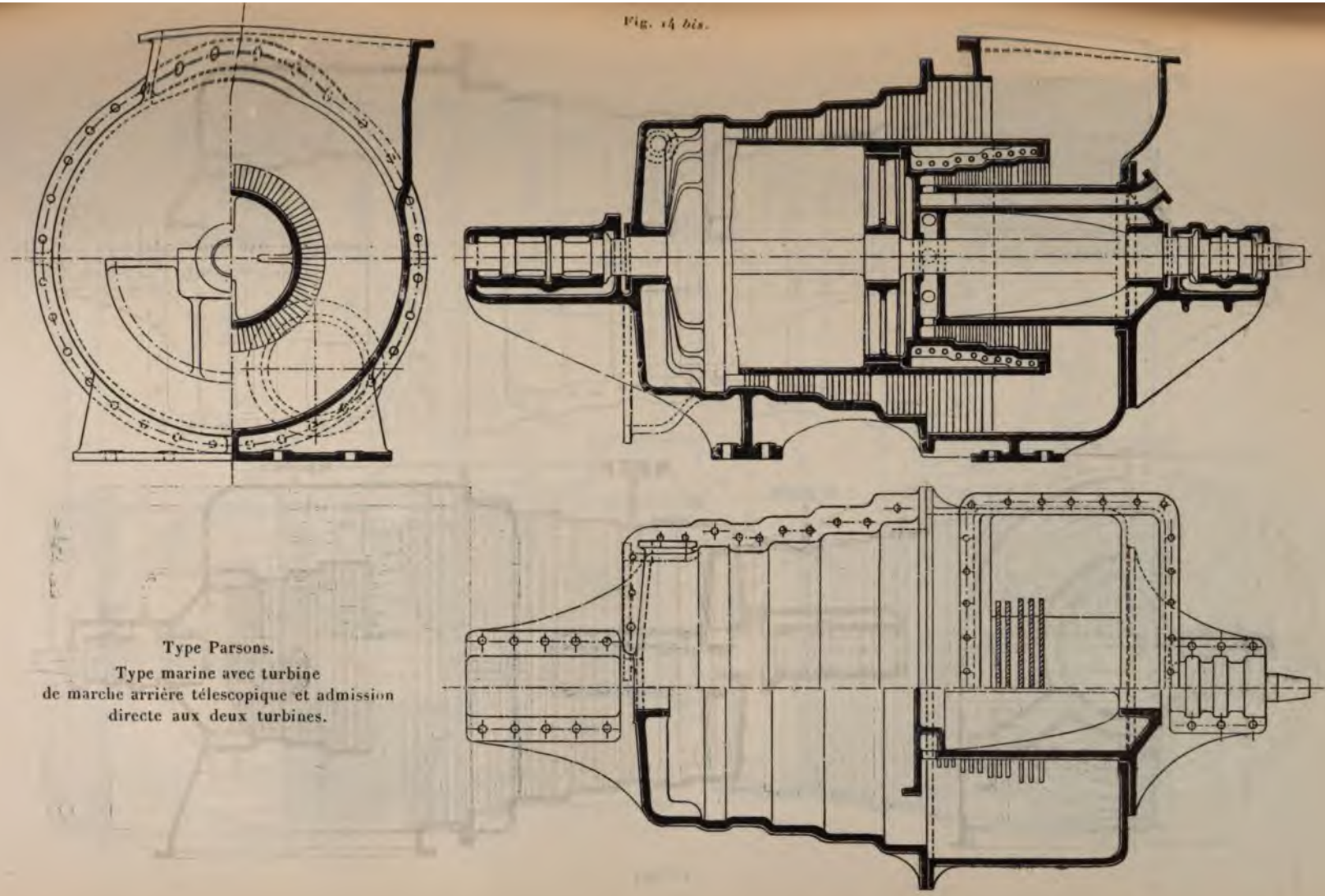
La première seule de ces trois dispositions a été employée jusqu'ici dans l'installation des turbines motrices qu'il a exécutées pour différents navires.

Fig. 14.



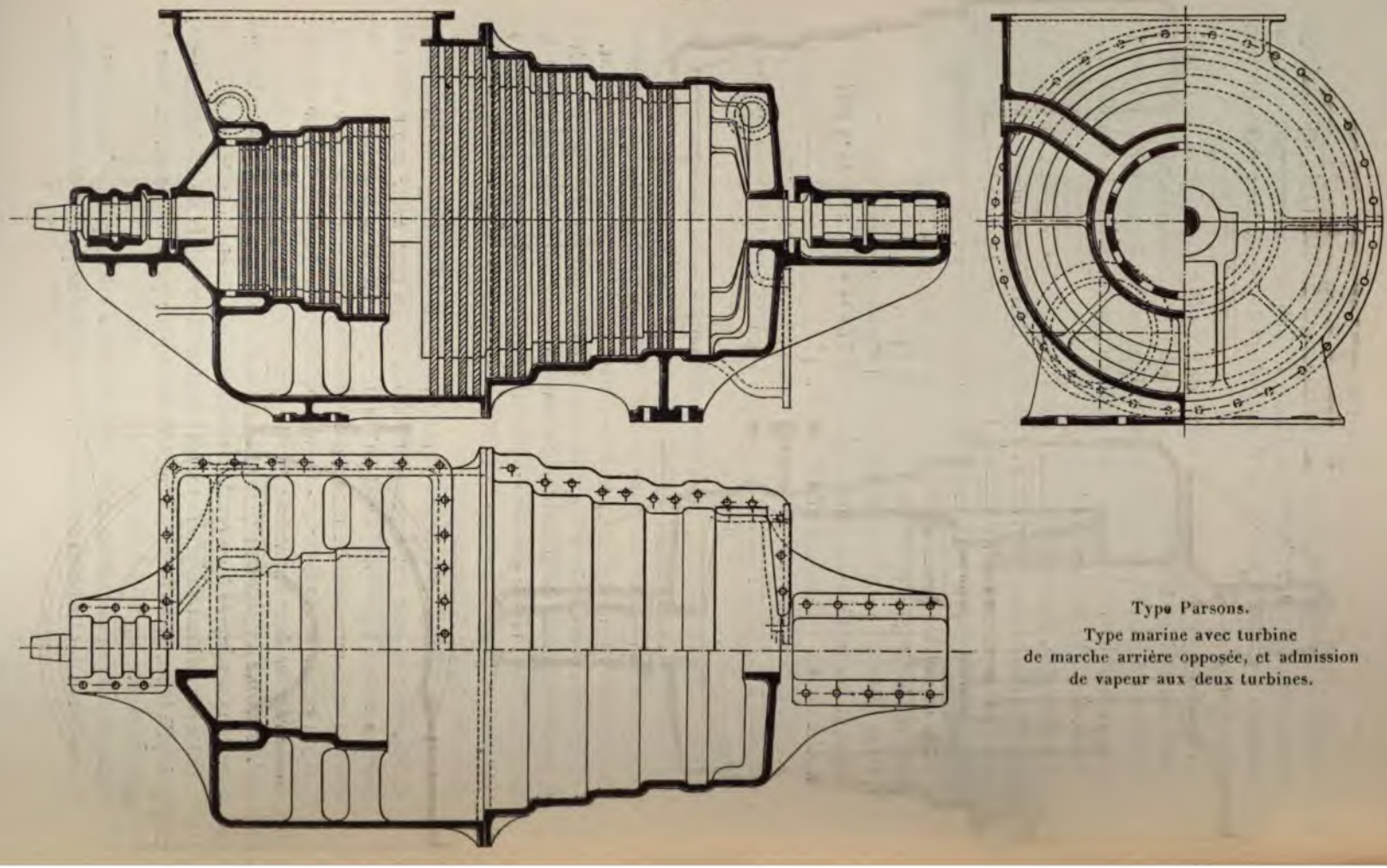
Type Parsons.
Type marine avec turbine
de marche arrière opposée, et admission
de vapeur aux deux turbines.

Fig. 14 bis.

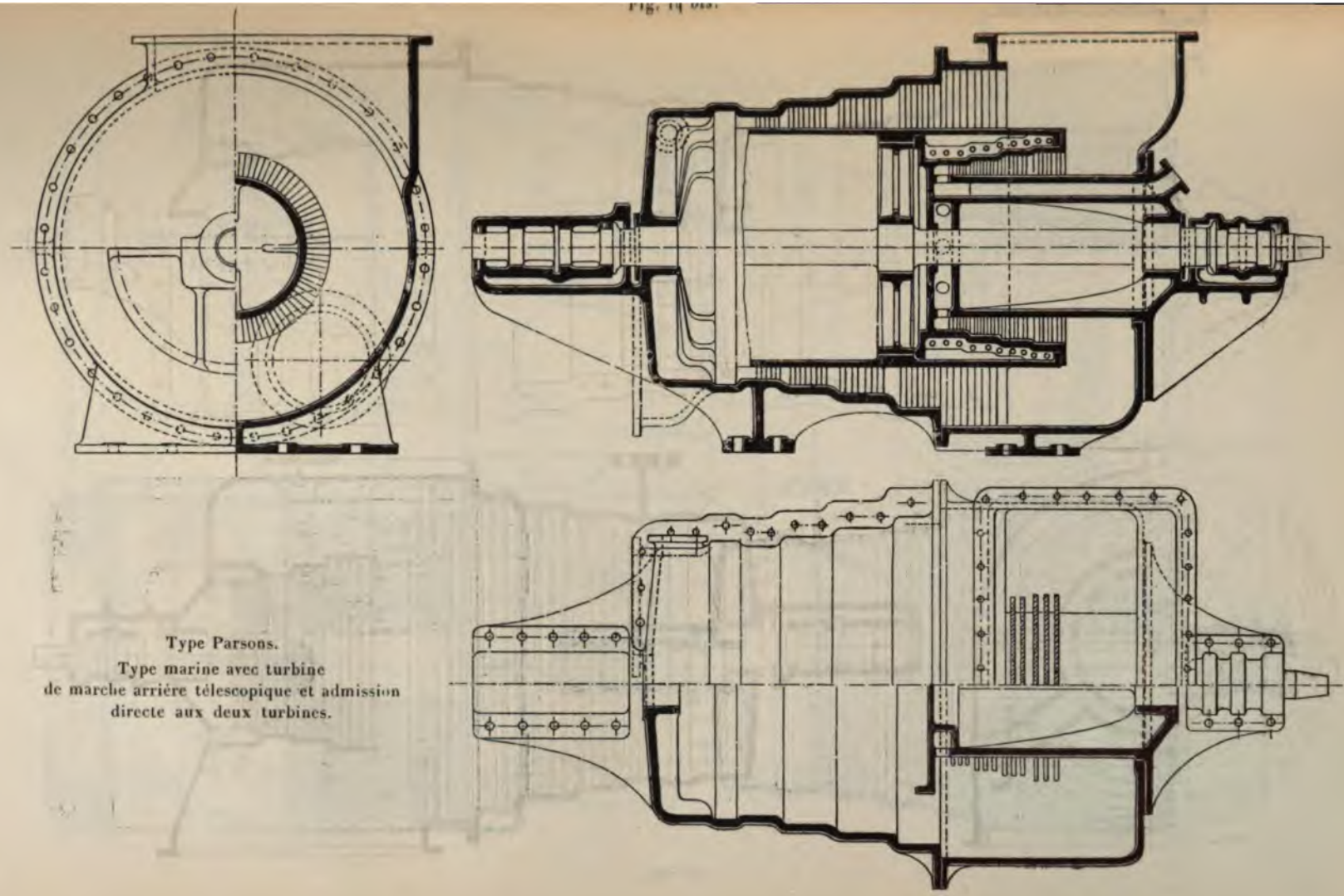


Type Parsons.
Type marine avec turbine
de marche arrière télescopique et admission
directe aux deux turbines.

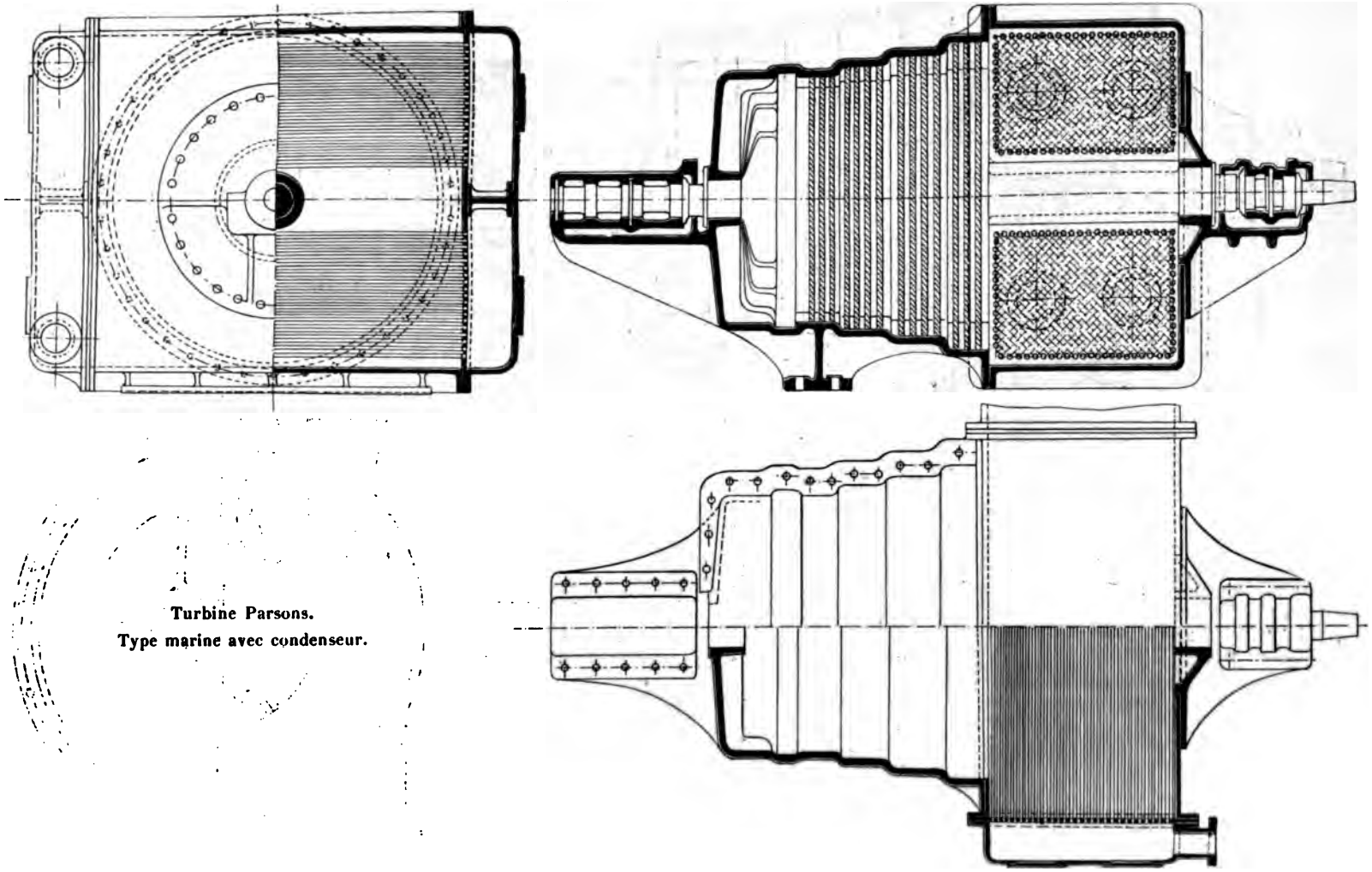
Fig. 14.



Type Parsons.
Type marine avec turbine
de marche arrière opposée, et admission
de vapeur aux deux turbines.

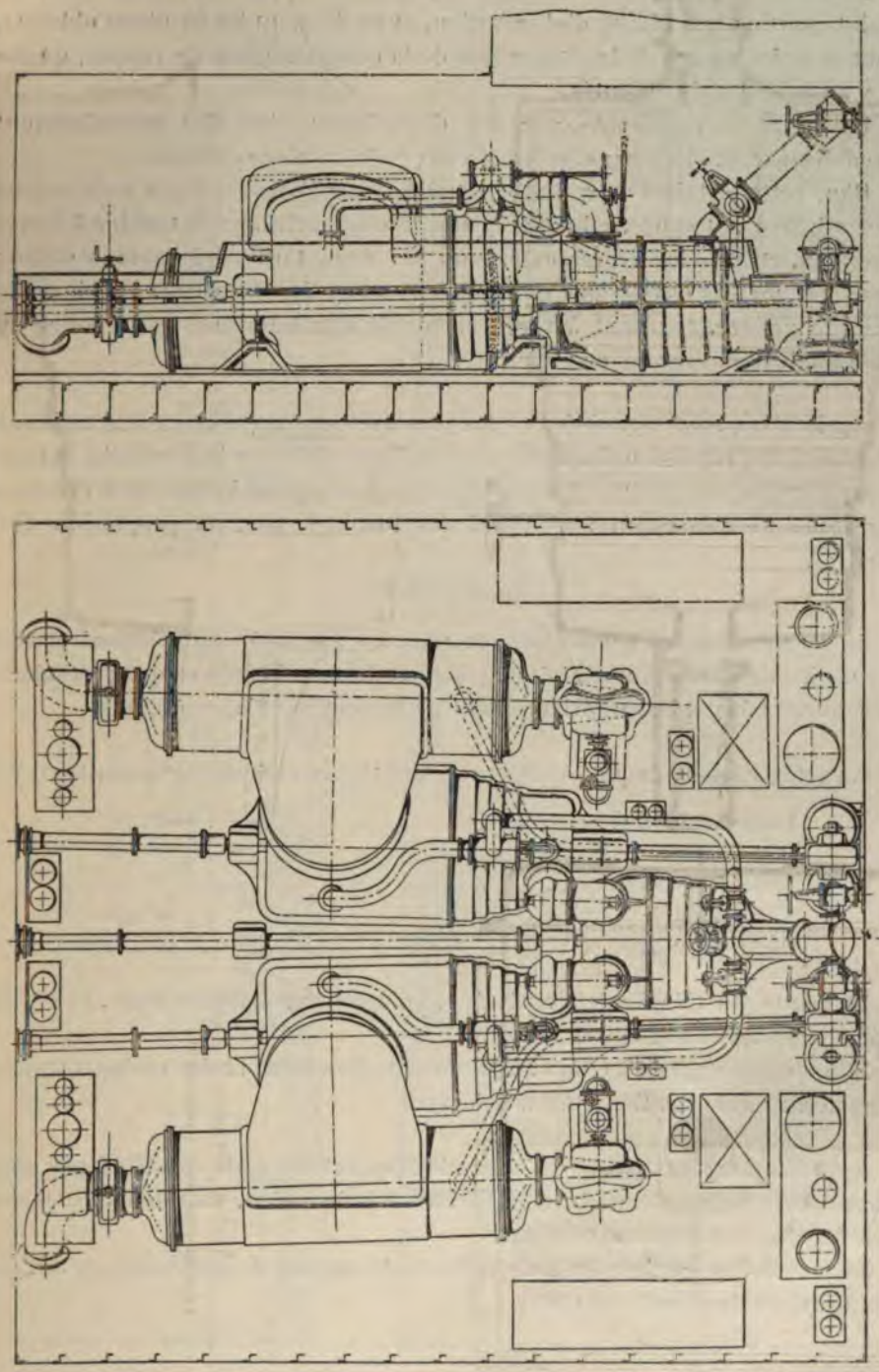


Type Parsons.
Type marine avec turbine
de marche arrière télescopique et admission
directe aux deux turbines.



Turbine Parsons.
Type marine avec condenseur.

Fig. 15.



Disposition de la chambre des machines pour paquebot rapide de 11000^{chs}.

Nous allons passer en revue ces diverses installations, en signalant les points particuliers dignes d'observation, et en donnant les résultats obtenus, tant au point de vue de la vitesse que de la consommation de vapeur, quand il y a eu des essais exécutés.

La figure 16 représente une des dispositions générales primitivement étudiées par M. Parsons; elle fonctionne de la manière suivante :

Dans cette installation, qui a été étudiée pour 12000^{chx}, il y a trois arbres porte-hélices, attaqués, celui placé dans l'axe du navire, par la turbine à haute pression, et les deux arbres extérieurs par deux turbines à basse pression; dans les mêmes enveloppes que celles-ci sont disposées deux turbines de marche arrière, tournant à vide pendant la marche avant, et toujours en communication avec les condenseurs.

Applications. La *Turbinia*. — La plus ancienne application des turbines Parsons à la propulsion des navires est celle réalisée sur la *Turbinia,* bateau d'expériences construit aux frais d'un syndicat, pour l'étude des diverses questions se rattachant à l'emploi des turbines pour la propulsion des navires.

La *Turbinia*.

Sa construction fut commencée en 1894. La *Turbinia* était nécessairement un navire de dimensions réduites, pour que les modifications qui y seraient reconnues nécessaires ultérieurement ne fussent pas trop coûteuses.

Caractéristiques. Coque. — Ses caractéristiques étaient les suivantes [1] :

Longueur entre perpendiculaires	30^{m},48
Largeur au fort	2^{m},74
Profondeur de carène	2^{m},100
Tirant d'eau de la carène	0^{m},910
Déplacement	44^{tx},5

La coque, en tôle d'acier, avait 4^{mm},8 d'épaisseur dans les fonds, et 1^{mm},6 dans les hauts et aux extrémités.

Elle était partagée en cinq compartiments étanches par des cloisons transversales. Sa construction était très légère.

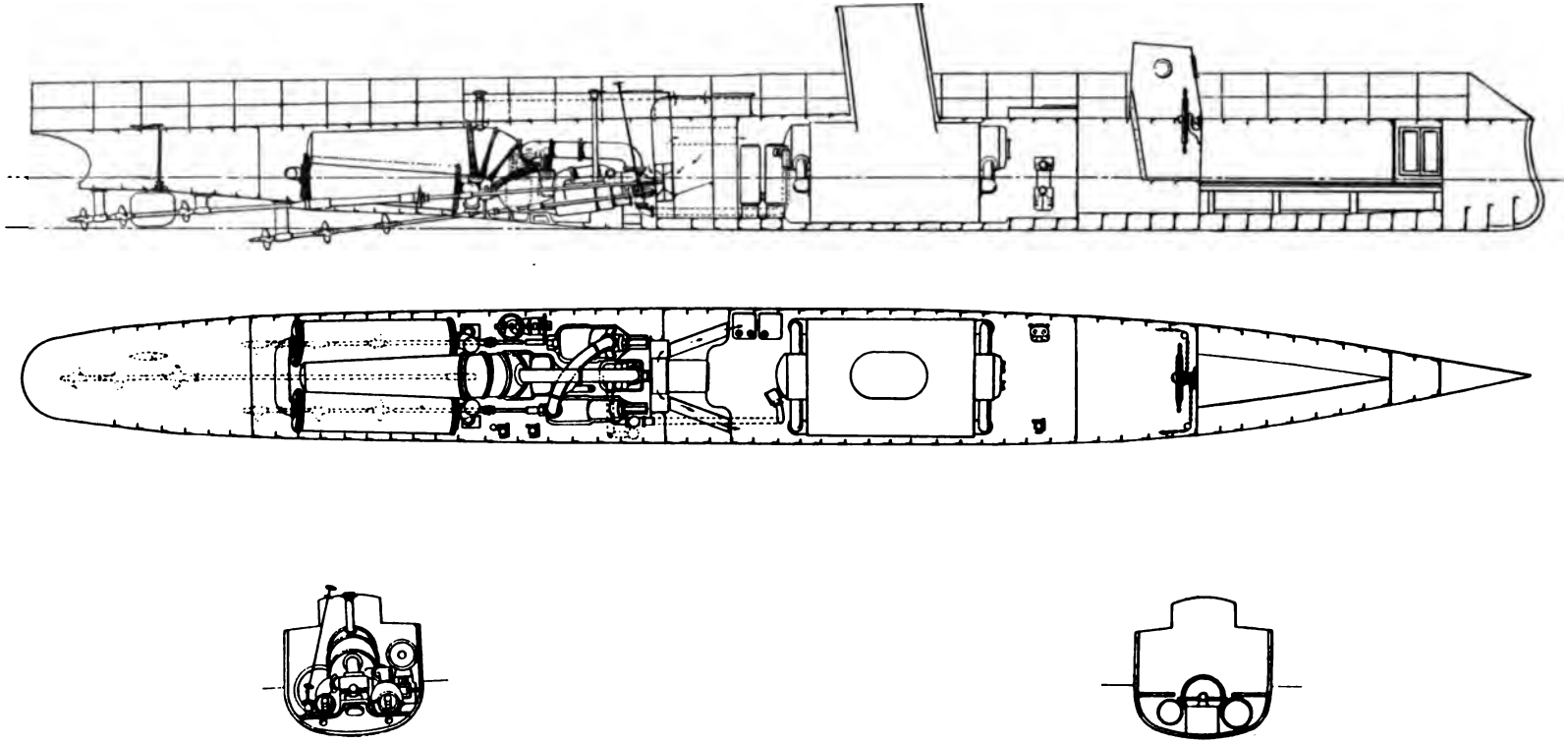
Appareil évaporatoire. — L'appareil évaporatoire était constitué par une chaudière à tubes d'eau, du type Yarrow double ended, avec deux portes de foyer à chacune de ses extrémités.

La pression de régime était de 15^{kg},800, la surface de grille était de 3$^{m^2}$,90 et la surface de chauffe de 102$^{m^2}$.

---

[1] Voir *Bulletin de l'Association Technique Maritime,* année 1898, p. 31, les données et restitutions des lignes de la carène de la *Turbinia,* par M. Minel.

Fig. 17. — *Turbinia.*



La chauffe avait lieu en vase clos, et la pression de vent nécessaire était fournie par un ventilateur commandé, d'abord par l'arbre de la turbine unique, puis, plus tard, par celui de la turbine à haute pression.

Les deux chambres de chauffe étaient très exiguës, surtout en hauteur, et le service y était très pénible.

Moteur. — Primitivement, le moteur était constitué par une turbine unique, pouvant développer 1500^{chx} à 2500 tours. Le condenseur, de grandes dimensions, et divisé en deux pour diminuer l'encombrement vertical, avait une surface refroidissante de 390^{m^2}.

La circulation s'y faisait par sillage, à l'aide de cuillères extérieures reversibles, pouvant fonctionner dans les deux sens de marche.

La machinerie auxiliaire comprenait une pompe à air principale, mue par la turbine elle-même, et une autre indépendante pour fonctionner en stationnement ou au départ, une pompe alimentaire de service et une de réserve, une petite pompe à huile pour le graissage sous pression des paliers de turbine, un éjecteur ordinaire de cale et le ventilateur dont il a déjà été parlé.

Il existait à bord une caisse à eau douce de 1140^l.

Poids. — La répartition du déplacement était la suivante :

	t	
Turbine	3,710	
Machinerie complète, condenseur, eau, arbres, propulseur, chaudière	18,640	45t,2
Coque complète	15,240	
Charbon et eau de réserve	7,610	

Disposition primitive. — Les essais tentés avec la turbine unique commandant un propulseur de diamètre relativement grand ne donnèrent pas de bons résultats. On se heurta aux difficultés causées par la cavitation, phénomène consécutif de la grande vitesse de rotation du propulseur, qui venait seulement d'être révélé par l'insuccès des essais du *Daring*.

Il y eut sur la *Turbinia,* comme on l'avait constaté sur le *Daring*, une énorme perte de puissance, et l'emploi d'un dynamomètre de torsion, intercalé entre la turbine et le propulseur, montra que cette perte venait du mauvais fonctionnement de ce dernier.

Expériences sur la cavitation. — M. Parsons entreprit alors, sur des modèles d'hélices, tournant à différentes vitesses, une série d'essais qui sont résumés d'autre part [1], et dont la conséquence fut le remplacement de la turbine unique par trois autres, à haute, moyenne et basse pression, montées

---

[1] *Voir* paragraphe « Cavitation ».

en série, et commandant trois arbres, qui reçurent chacun trois propulseurs de $0^m,457$ de diamètre, suffisamment espacés pour qu'il n'y ait pas lieu de craindre qu'ils ne réagissent l'un sur l'autre.

Disposition définitive. — La nouvelle disposition adoptée fut très favorable au travail des turbines, tout en limitant au tiers du travail total, le travail de chacune d'elles et celui de l'arbre qu'elle commandait.

Le taux de détente de la vapeur, de l'entrée de la turbine HP à la sortie de celle BP, s'éleva à 150, la pression d'entrée dans la turbine HP étant $11^{kg},950$.

D'autre part, la réduction apportée au diamètre des propulseurs les rapprochait des conditions ordinaires de fonctionnement. Les hélices étaient à pas constant, avec ailes légèrement inclinées sur l'arrière. Les arbres porte-hélices avaient eux-mêmes une certaine pente, de sorte que les propulseurs les plus en arrière travaillaient partiellement dans de l'eau non troublée.

La figure 17 représente la disposition définitive des turbines et propulseurs.

A part les changements indiqués plus haut, la machinerie resta ce qu'elle était primitivement.

Les arbres porte-hélices étaient disposés conformément à la pratique courante; leurs supports avaient leurs paliers garnis de gaïac.

Les trois turbines furent fixées directement sur le carlingage et les membrures. Cette disposition était rendue possible par l'équilibrage de la poussée de la vapeur par celle des hélices. La faible hauteur de l'axe des turbines au-dessus du plan de pose, en réduisant le bras de levier, facilitait encore ce montage, et aucun ébranlement ne fut constaté, malgré la légèreté de construction de la coque, et l'importance de la puissance demandée.

Les trépidations furent nulles à toutes les allures, et l'écoulement régulier de la vapeur dans les turbines évita tout entraînement d'eau, malgré la petitesse relative de la chaudière pour la puissance développée.

Enfin, même par mauvais temps, il ne se produisit pas d'effet giroscopique appréciable.

Le graissage des paliers des turbines, complètement extérieurs à celles-ci, était assuré par de l'huile sous $0^{kg},7$ de pression, à l'aide d'une pompe à huile commandée par les pompes à air. Au départ, avant que les turbines fussent mises en mouvement, ce graissage sous pression était réalisé à l'aide d'une petite pompe à main.

Le seul soin à prendre pendant la marche, pour les turbines, était de régler le filet de vapeur assurant l'étanchéité des presse-étoupes de sortie des arbres des turbines.

Essais. — Des essais exécutés en décembre 1896, à 2500 tours, donnèrent une vitesse de $29^n,6$, mais l'utilisation des hélices n'était pas satisfaisante. Les propulseurs furent changés, et de nouveaux essais, exécutés en avril 1897, donnèrent une vitesse de $31^n,5$, soutenue pendant 2 heures, et même une vitesse de $34^n,5$ nœuds, sur un parcours de 5 milles marins.

La puissance réalisée, dont la mesure directe était impossible, fut calculée par la méthode de Froude, à l'aide d'expériences de modèles exécutées à Heaton Works.

Le calcul la fit évaluer à 946^{chx} effectifs, ce qui correspondrait, en admettant un rendement de 60 pour 100 pour les organes, à 1576^{chx} indiqués pour la vitesse de 31^{n}.

Consommation d'eau. — La consommation d'eau fut déterminée à l'aide de compteurs Siemens préalablement tarés.

Elle fut mesurée, à trois reprises différentes, à la vitesse de 28^{n}, et la consommation à 31^{n} fut déduite de ces chiffres, à l'aide des relations connues entre la pression, le nombre de tours et la consommation d'eau à des vitesses différentes.

Cette consommation fut approximativement de $11\,340^{kg}$ à l'heure, ce qui correspondrait à 12^{kg} par cheval effectif, et $7^{kg},20$ par cheval indiqué.

Il faut remarquer que le rendement total admis de 60 pour 100 suppose une très bonne utilisation des propulseurs, qui, au contraire, sur la *Turbinia*, laissait un peu à désirer.

Nombre moyen de tours	2 100
Pression à la chaudière	$14^{kg},1$
Pression d'admission à la turbine H. P.	$9^{kg},15$
Vide	67^{cm}
Puissance en chevaux effectifs (d'après modèles)	946^{chx}
Puissance en chevaux indiqués (rend^{t} de 60 pour 100).	$1\,576^{chx}$
Consommation d'eau par heure	$11\,340^{kg}$
Consommation d'eau par cheval effectif	12^{kg}
Consommation d'eau par cheval indiqué	$7^{kg},20$
Poids total de la machinerie	$22\,350^{kg}$
Poids par cheval effectif	$23^{kg},6$
Poids par cheval indiqué	$14^{kg},2$
Chevaux effectifs par tonne de machine	72^{chx}
Chevaux indiqués par tonne de machine	120^{chx}
Coefficient M_1 de la formule $V = M_1\sqrt{\frac{F}{D^{\frac{2}{3}}}}$ =	6,2

Le mode de calcul de la consommation peut prêter à la critique, par suite de l'absence de détermination directe de la puissance développée, mais le chiffre obtenu concorde avec ceux donnés par les turbines commandant des dynamos, pour lesquelles la puissance peut se mesurer directement. La consommation indiquée doit donc être très voisine de la consommation réelle.

Jusqu'à la vitesse de 15^{n}, le fonctionnement des turbines de marche avant fut bon; mais, pour des vitesses plus faibles, il cessa d'être économique.

La turbine de marche arrière, qui actionne l'arbre central (turbine H. P.

de marche avant) peut donner au navire une vitesse de $6^{n},5$, et, à la vitesse de 30^{n}, peut l'arrêter en 36 secondes, soit sur un parcours de 550^{m}. La mise en vitesse jusqu'à 30^{n} demande 40 secondes, quand le navire part du repos.

L'arrêt pour la vitesse élevée de 30^{n} demandait donc un parcours assez grand, très sensiblement supérieur à celui d'un navire à roues, proportionnellement; mais il faut noter que la puissance développée pour la marche avant à cette vitesse était élevée, et que, de plus, on n'a jamais fait d'expériences d'arrêt avec cette vitesse sur les bateaux à roues. Il est très probable que les réactions seraient si violentes, qu'il y aurait avarie grave de la machine, ce qui n'est pas le cas avec les turbines.

La rapidité d'arrêt dépend d'ailleurs des dimensions données aux turbines de marche arrière; c'est dire qu'on ne peut se la fixer en étudiant un projet.

Les résultats donnés par la *Turbinia* attirèrent vivement l'attention, et bien que, comme l'a fait remarquer avec beaucoup de justesse M. Bertin, le succès soit partiellement dû à l'excellence des formes du navire, le moteur y a, croyons-nous, joué le plus grand rôle.

Il eût été d'ailleurs bien difficile, pour ne pas dire impossible, d'installer à bord une machine alternative pouvant donner au navire la vitesse réalisée. L'encombrement et le poids en eussent été trop considérables.

Si l'on se base sur les chiffres donnés plus haut, le coefficient d'utilisation M_1 ressort à 6,2, ce qui est une très belle valeur pour un bâtiment aussi petit.

Cette première application des turbines à la propulsion des navires à grande vitesse fut donc des plus encourageantes. C'est à la suite de ses brillants résultats que l'Amirauté Anglaise commanda un contre-torpilleur, *le Viper*, mû par des turbines ; elle acheta ensuite au constructeur le similaire *Cobra*, qui déplaçait un peu plus.

La machinerie de ces deux contre-torpilleurs fut construite par la Société Parsons des turbines marines à Wallsend-on-Tyne.

La coque du *Viper* a été construite par la maison Hawthorn Leslie, et celle du *Cobra* par la maison Armstrong Withworth.

Le programme indiqué par l'Amirauté était très large; seule la vitesse minima avait été fixée à 31^{n}.

La disposition des turbines à bord de ces navires fut analogue à celle adoptée sur la *Turbinia*, mais il y eut quatre turbines, deux à haute pression, deux à basse pression, fonctionnant en deux séries, réparties de chaque bord, et commandant chacune un arbre porte-hélices.

Les deux turbines à basse pression, sur lesquelles étaient également montées les turbines de marche arrière, étaient les plus rapprochées de l'axe du navire, les condenseurs étant placés en abord.

Les supports des arbres d'hélices avaient les dispositions ordinaires, et ceux-ci portaient chacun deux hélices. Le pas en était constant, mais celui de l'hélice avant un peu plus petit que celui de l'hélice arrière, qui travaillait dans de l'eau douée déjà d'une certaine vitesse vers l'arrière.

Comme sur la *Turbinia*, la poussée des propulseurs était contrebalancée par celle de la vapeur sur les disques des turbines, sans interposition de palier de butée.

Voici les données principales des deux contre-torpilleurs, qui diffèrent légèrement par le déplacement et les dimensions de coque, le *Cobra* étant un peu plus grand; mais la machinerie et les chaudières étaient les mêmes.

La figure 18 en donne les dispositions principales :

		Viper.	*Cobra.*
Longueur		$63^{m},60$	68^{m}
Largeur		$6^{m},30$	$6^{m},250$
Creux sous le pont		$3^{m},80$	»
Déplacement		$374^{tx},3$	400^{tx}
Chaudières.	Surface de grille	$25^{m^2},265$	$25^{m^2},265$
	Surface de chauffe	$1393^{m^2},5$	$1393^{m^2},5$
	Pression de régime	$13^{kg},910$	$13^{kg},910$
Machines...	Pression aux turbines H. P.	$12^{kg},300$	$12^{kg},300$
	Vide au condenseur	0,685	0,685
	Surface refroidissante des condenseurs (1)	743^{m^2}	743^{m^2}

		Viper.		*Cobra.*	
Propulseurs	Nombre d'hélices	8		8	
	Vitesse circonférentielle des hélices	50^{m}		50^{m}	
	Nombre de tours par minute	1100 à 1200		1100 à 1200	
	Vitesse réalisée en nœuds	$36^{n},5$		$34^{n},89$	
Poids de l'appareil moteur	Machines (avec eau des condenseurs)	$57^{t},138$	$167^{t},324$	$57^{t},138$	$167^{t},324$
	Chaudières, tuyautage, eau	$102^{t},360$		$102^{t},360$	
	Arbres, propulseurs, supports	$7^{t},826$		$7^{t},826$	
Approvisionnements.	Eau de réserve	$3^{t},720$		$3^{t},720$	
	Combustible	90^{t}		90^{t}	

Trois embarcations de $7^{m},600$, $6^{m},100$ et $4^{m},100$.

Les résultats donnés par les divers essais de ces deux contre-torpilleurs sont les suivants :

Essai préparatoire du *Viper*. — 4 mai 1900.

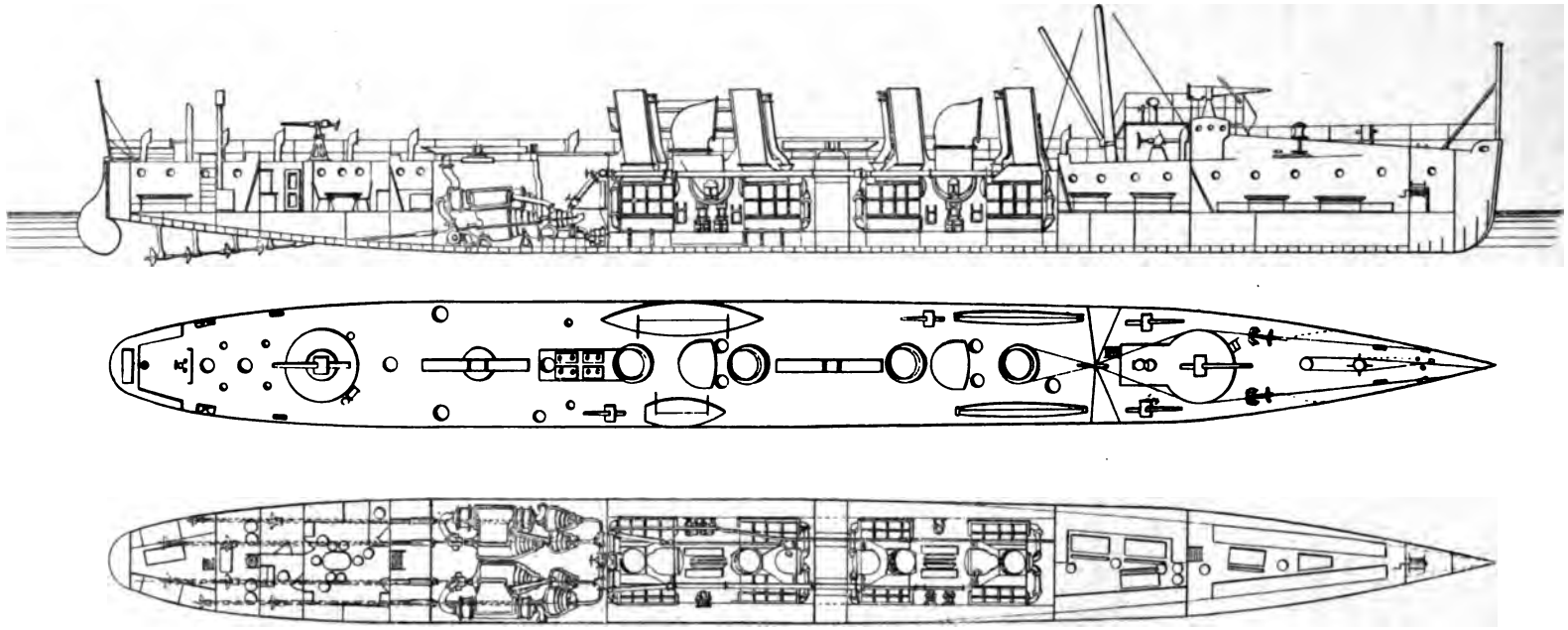
Conditions climatériques. — Grosse mer. Vent assez fort.

Conditions de la coque. — Assez sale, par suite d'un séjour prolongé au bassin.

---

(1) Cette surface est faible pour la puissance demandée.

Fig. 18. — Contre-torpilleurs *Viper* et *Cobra*.



Déplacement au départ	$374^{tx},3$
Équipage, combustible, matières de réserve (au lieu de 40^t spécifiées au marché)	60^{tx}
Moyenne de vitesse des parcours sur base	$34^n,28$
Moyenne du nombre de tours par minute	1050
Puissance développée en chevaux indiqués (approximativement)	11153^{chx}
Consommation d'eau par cheval indiqué	$6^{kg},487$
Coefficient d'utilisation M_1	5,72

Essai du 14 juillet 1900.

Durée : 3 heures.

État de la mer : houleuse.

Nombre de tours moyen (sur 1 heure 10 minutes)	1180
Vitesse moyenne de six bases consécutives	$36^n,581$
Vitesse moyenne des deux meilleures bases	$36^n,649$
Vitesse maxima obtenue	$37^n,113$
Vitesse avec courant debout	$35^n,585$
Vitesse de marche arrière	15^n
Puissance développée, en chevaux indiqués, calculée à 36^n	12300^{chx}
Coefficient d'utilisation M_1	5,91

Essai du *Cobra*, 22 juin 1900.

Durée : 3 heures.

État de la mer : grosse.

Déplacement au départ	401^{tx}
Vitesse moyenne de six bases consécutives	$34^n,890$
Vitesse moyenne, y compris temps de virage	$34^n,320$
Vitesse de marche arrière	$13^n,24$
Puissance développée en chevaux indiqués	12000^{chx}
Coefficient d'utilisation M_1	5,78

En ce qui concerne la consommation de combustible, on est arrivé aux résultats suivants :

Un essai exécuté à 31^n, vitesse minima stipulée par le contrat, a donné une consommation de $1^{kg},079$ par cheval indiqué, au lieu de $1^{kg},200$, chiffre accordé par le contrat.

La vitesse moyenne de l'essai a été $31^n,118$, et la puissance développée d'environ 8200^{chx} ($\frac{2}{3}$ de la puissance maxima correspondant à $36^n,858$).

Un second essai de 3 heures à charge complète, et à la vitesse moyenne de $33^n,838$, avec une pression d'air de 88^{mm}, a donné une consommation de $1^{kg},132$ pour environ 9840^{chx} ($\frac{4}{5}$ de la puissance maxima), et une consommation totale de 11605^{kg} par heure.

Enfin, un troisième essai de 12 heures, exécuté à 15^n, en employant toutes

les turbines, a donné une consommation de 1370^{kg} à l'heure, ce qui correspond à peu près à $1^{kg},660$ par cheval indiqué.

Il faut noter que sur le *Cobra,* en utilisant une série seulement de turbines, on n'a brûlé, malgré le déplacement supérieur (26^{tx} de plus) que 1244^{kg} par heure, soit $1^{kg},49$ par cheval indiqué.

Il est donc probable qu'en marchant dans les mêmes conditions sur le *Viper* la consommation eût été inférieure à $1^{kg},400$.

Ces chiffres montrent que, comme on pouvait s'y attendre, l'utilisation des turbines à faible charge n'est pas avantageuse; mais il faut remarquer que les arbres et propulseurs, appropriés aux grandes vitesses à réaliser, présentent aux petites vitesses une résistance trop considérable.

Si l'on compare les arbres et propulseurs du *Viper* ou du *Cobra* à ceux des contre-torpilleurs similaires de 30^{n}, on constate que la surface d'ailes des propulseurs est beaucoup plus considérable, ce qui n'est pas seulement inutile, mais nuisible pour les vitesses réduites.

En réalité, les propulseurs étudiés en vue de grandes vitesses ne sont pas économiques aux vitesses réduites; aussi les comparaisons de navires rapides, marchant à faible vitesse, avec d'autres de vitesse maxima moindres, sont-elles toujours délicates.

Si l'on rapporte le poids des machines, chaudières et propulseurs, à la puissance maxima développée, on arrive aux chiffres suivants :

Poids, par cheval indiqué, de l'appareil moteur et évaporatoire complet.....	$13^{kg},6$
Poids, par cheval indiqué, de l'appareil moteur et de la machinerie accessoire et propulseurs.....	$5^{kg},3$

Les machines du *Viper* et du *Cobra* étaient donc très légères.

Comme on le sait, le *Cobra* se perdit, cassé en deux, par le travers des chaudières, sa construction étant trop faible pour les poids qui y étaient accumulés, et le *Viper* toucha sur des roches près de Guernesey.

L'Amirauté Anglaise les a remplacés par un nouveau contre-torpilleur à turbines, le *Velox,* actuellement en essai.

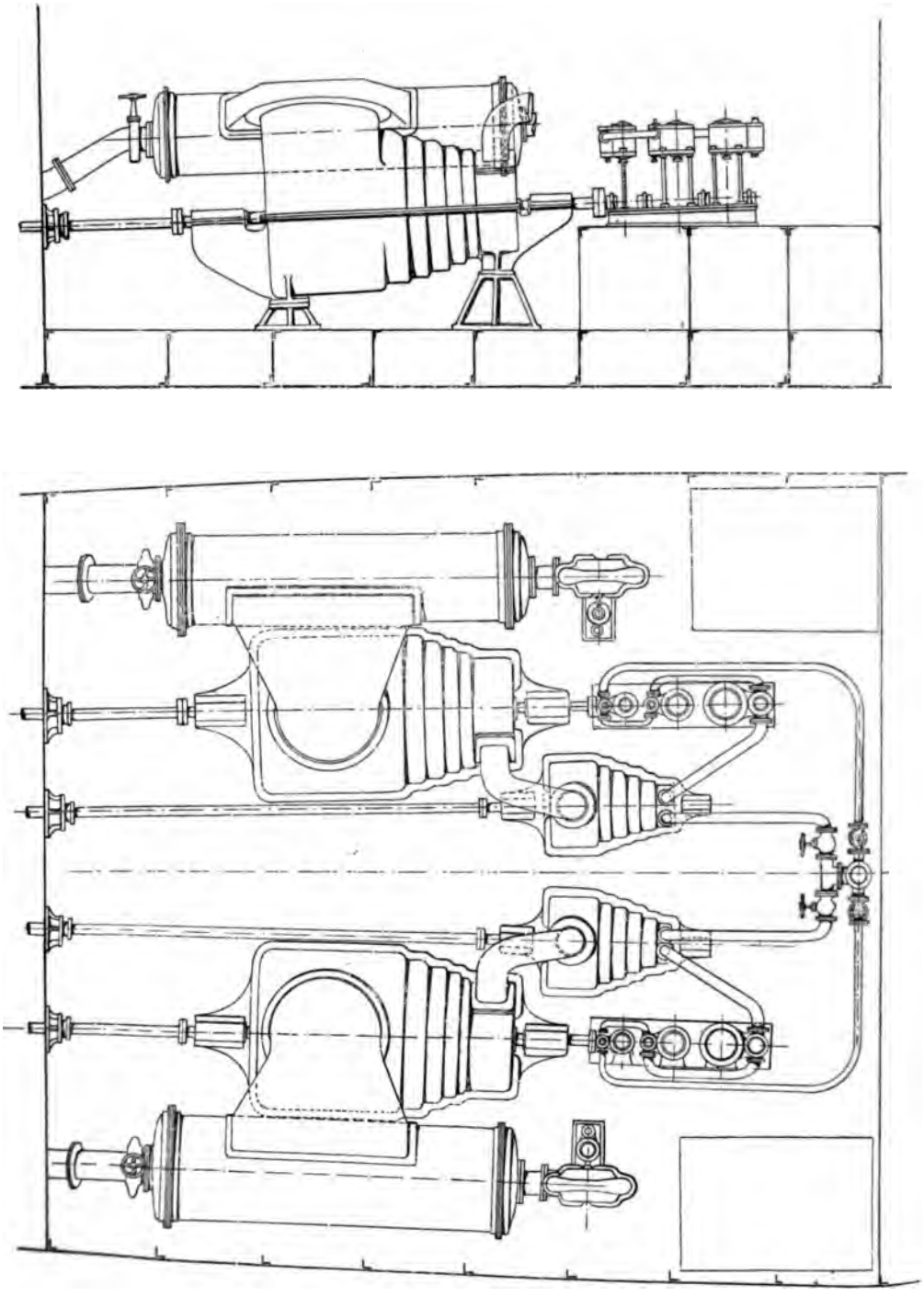
Ce contre-torpilleur présente cette particularité que, sur le prolongement avant des arbres des turbines BP, sont accouplées deux petites machines alternatives, pouvant être débrayées pour la marche avant, et qui ne servent que pour les vitesses inférieures à 15^{n}, pour la marche avant seule.

La figure 19 indique sommairement cette disposition.

Actuellement, la Marine Anglaise a encore en construction le croiseur de 3e classe *Amethyst,* qui sera muni de turbines; la Marine Française, le torpilleur n° 293, et la Marine Allemande également un torpilleur, et un croiseur.

Ces constructions ferment la liste des navires de la marine militaire munis de ces moteurs. Par contre, depuis l'apparition du *Viper* et du *Cobra,* un certain nombre de paquebots et de yachts ont reçu des moteurs à turbines.

Fig. 19.



Disposition de turbines avec machine alternative pour petites vitesses.

Le premier en date est le *King-Edward*, construit en 1901, à l'occasion de l'Exposition de Glascow, par une société de navigation de la Clyde, présidée par le capitaine Williamson.

Ce navire a effectué, pendant toute la durée de l'Exposition, et aussi pendant la plus grande partie de l'année dernière, le service de la Clyde, en concurrence avec la *Duchess-de-Hamilton*, le meilleur bateau à roues de la Clyde.

Il a été construit par la maison Denny Brothers de Dumbarton, mais les moteurs proviennent de Wallsend-on-Tyne.

Les dimensions du *King-Edward* sont les suivantes :

Longueur	$76^m,20$
Largeur	$9^m,75$
Creux au pont principal	$3^m,200$
Creux au pont promenade	$5^m,400$
Déplacement approximatif	650^{tx}

Les aménagements du *King-Edward*, calqués sur ceux la *Duchess-de-Hamilton*, et presque semblables à ceux de la *Queen-Alexandra*, qui sera décrite plus loin, permettent de recevoir 2000 passagers.

La figure 20 donne sa silhouette.

L'appareil évaporatoire se compose d'une chaudière unique du type écossais double ended, munie du tirage forcé.

L'appareil moteur se compose de 3 turbines fonctionnant en série, la turbine HP placée dans l'axe du navire, et les deux turbines BP en abord.

Chaque turbine commande un arbre porte-hélice. L'arbre central (turbine HP) ne porte qu'un propulseur; chacun des arbres latéraux en porte deux.

La vapeur se détend de 5 fois son volume dans la turbine HP, et de 25 fois dans les turbines BP. Le taux total d'expansion atteint donc 125. C'est-à-dire que la détente de la vapeur y est utilisée à peu près complètement.

Les turbines de marche arrière sont montées dans les enveloppes des turbines BP, et tournent à vide pendant la marche avant.

Un jeu de valves très simple permet trois marches diverses, sans qu'il soit nécessaire de faire varier la pression d'admission :

La marche normale avant, avec les trois turbines en série;

La marche avant, avec les turbines BP seules;

La marche arrière, avec les turbines de marche arrière.

Pour les manœuvres et les accostages, on se sert des deux dernières marches.

En marche normale, le nombre de tours de la turbine HP est de 700 tours, et celui des turbines BP de 1100.

Les pompes à air principales sont conduites par un harnais d'engrenages,

monté sur les arbres des turbines BP; mais il existe, pour le stationnement et le départ, des pompes à air auxiliaires mues par les machines de circulation.

Les autres machines auxiliaires sont du type ordinaire. Il existe un réchauffeur d'alimentation, alimenté par l'échappement des auxiliaires, et au besoin par de la vapeur vive.

Le *King-Edward* a fait ses essais le 26 juin 1901 : avec $10^{kg},5$ de pression à la chaudière, un vide de 67^{cm} et une pression d'air de 25^{mm}, il a réalisé $20^{n},48$ avec une puissance estimée à 3500^{chx} indiqués. Cette vitesse est supérieure de 1^{n} à celle de la *Duchess-de-Hamilton*.

Cet essai fait ressortir, pour la valeur du coefficient M_1, le chiffre de 5,68.

En ce qui concerne la consommation de combustible, seuls les chiffres d'un essai à 19^{n}, soit $1^{n},48$ de moins que la vitesse maxima obtenue, sont connus. En développant environ 3000^{chx}, la consommation totale a été de 1840^{kg} par heure, soit environ $0^{kg},600$ par cheval indiqué.

Toutefois, une comparaison portant sur une période de 80 jours a été faite avec la *Duchess-de-Hamilton*.

Pendant cette période, la *Duchess-de-Hamilton* a parcouru 12106 milles marins à la vitesse moyenne de $18^{n},5$, en brûlant 1999^{t} de combustible, pendant que le *King-Edward*, parcourant 12116 milles à la même vitesse moyenne, ne brûlait que 1429^{t} de combustible, soit 480^{t} de moins, ce qui représente une économie de 10 pour 100 environ, qui, les chaudières étant du même type, provient bien du moteur, bien que celui-ci ne pèse que 67^{t}, soit 22^{kg} par cheval, et la moitié environ du poids des machines à roues de la *Duchess-de-Hamilton*.

Encore faut-il remarquer qu'une comparaison plus serrée montre que l'avantage est plus grand qu'il ne paraît au premier abord.

Si le *King-Edward* avait dû être muni de machines à roues ordinaires de même puissance que les turbines, ses dimensions auraient dû être légèrement augmentées, par suite de l'excès de poids des machines sur les turbines.

Dans ces conditions, la vitesse réalisée, avec la même puissance, n'eût pas été $20^{n},48$, mais $19^{n},7$ environ. La diminution de poids résultant de l'emploi des turbines a donc permis de réaliser un gain de $0^{n},8$ environ.

Sur ce gain, $0^{n},2$ à peu près résultent du moindre déplacement, et $0^{n},6$ du meilleur rendement des moteurs. En fait, c'est un gain de puissance d'environ 20 pour 100 en faveur des turbines. Encore, faut-il remarquer qu'avec des machines alternatives il eût été très difficile d'imprimer au *King-Edward* la vitesse de $20^{n},5$, par suite de l'accroissement du déplacement.

De plus, le prix de construction eût été plus élevé, et l'utilisation du combustible moins bonne, par suite de la réduction de la détente.

La *Duchess-de-Hamilton*, consommant 16^{t} à l'heure, à la vitesse de $16^{n},5$

Fig. 20. — *King-Edward.*
Paquebot rapide à turbine et hélices multiples.

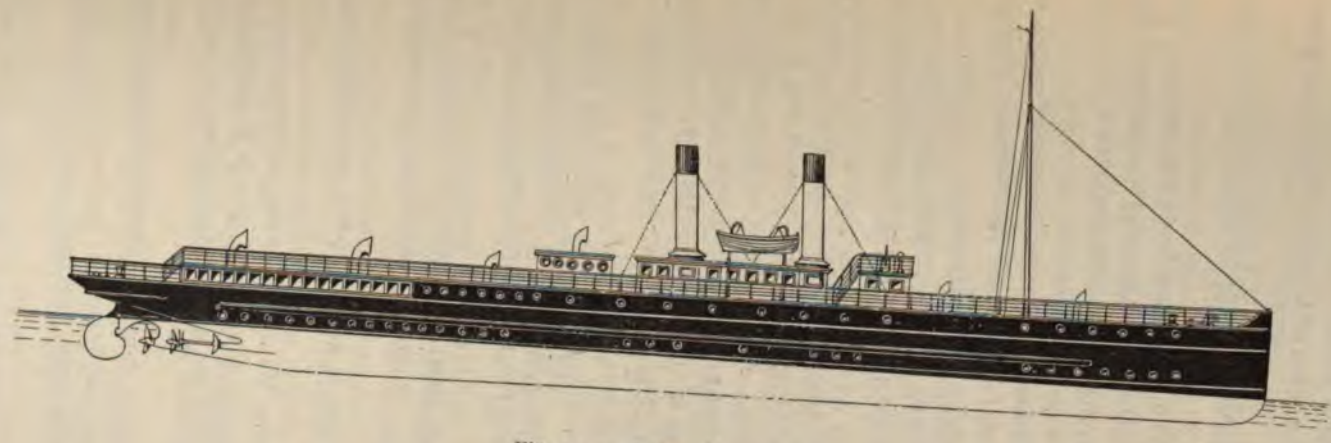
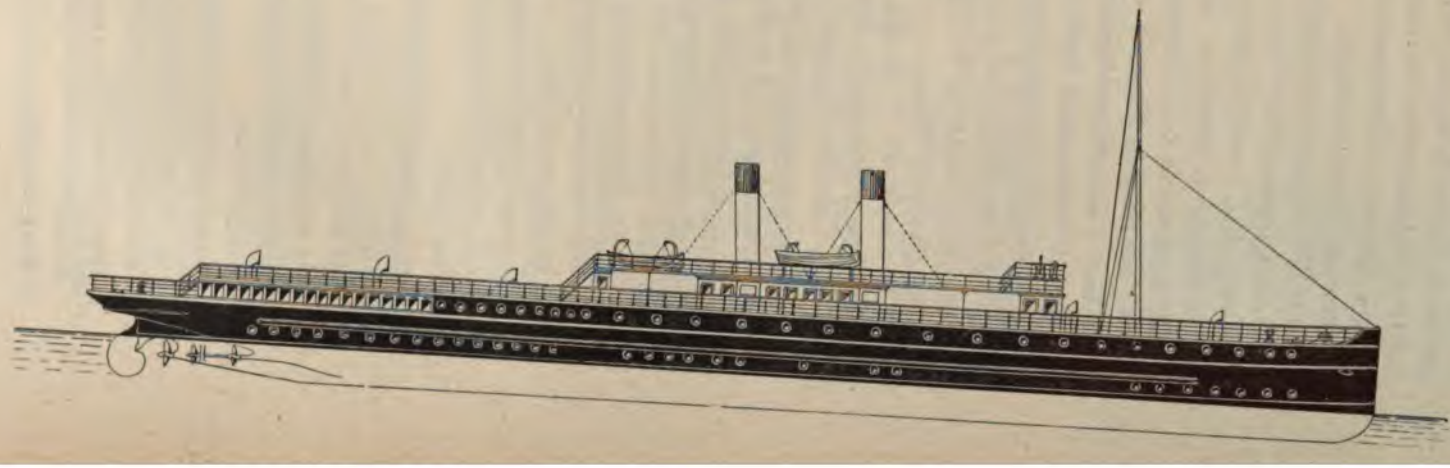


Fig. 21. — *Queen-Alexandra.*
Paquebot rapide à turbines et hélices multiples.



et le *King-Edward* 18t à 18n,5, il faudrait, pour donner au premier de ces navires la vitesse du second, environ 22t de combustible à l'heure, au lieu des 18t consommées par le *King-Edward*. Encore faudrait-il supposer que le déplacement de la *Duchess-de-Hamilton* resterait le même, en lui appliquant des machines plus puissantes.

En réalité, il faudrait augmenter son tonnage, et la consommation serait, par suite, certainement supérieure à 22t.

D'autre part, il faut reconnaître que l'emploi de machines à triple expansion sur la *Duchess-de-Hamilton*, munie seulement de machines compound, eût légèrement réduit cette consommation, mais elle serait toujours restée plus élevée que celle du *King-Edward*.

Il faut d'ailleurs aussi noter, qu'en forçant les machines ordinaires on diminue leur économie, tandis que c'est l'inverse avec les turbines, ainsi que l'ont démontré les essais exécutés avec les turbo-dynamos.

Sur le *King-Edward*, il a été constaté que l'économie croissait avec la vitesse, mais il n'a pas été possible de déterminer jusqu'à quelle limite maxima il en était ainsi.

A la vitesse de 17n à 18n, les machines alternatives seraient probablement plus économiques que les turbines installées comme sur le *King-Edward*. Cela tient à ce que cette vitesse est près de la vitesse maxima réalisable dans les conditions données avec les machines alternatives, tandis qu'elle ne représente que 55 à 60 pour 100 de la vitesse réalisable avec les turbines.

Le *King-Edward* n'a pas, pendant l'Exposition, arrêté un seul jour son service, et ses frais d'entretien ont été très faibles.

En 1902, les turbines ont été ouvertes devant des ingénieurs Allemands, et elles ont été trouvées en parfait état. Elles ont été refermées telles quelles, et l'essai consécutif a montré que leur fonctionnement était aussi satisfaisant qu'à la mise en service.

Les manœuvres d'accostage se font bien; mais peut-être y aurait-il avantage, au point de vue de la rapidité, à augmenter la puissance des turbines de marche arrière.

Comme pour les navires précédents, il ne se produit en marche aucune vibration.

A la suite de ce succès, le capitaine Williamson a fait construire un second navire à turbines, le *Queen-Alexandra*, plus grand que le *King-Edward*, et de vitesse supérieure, tout en gardant les mêmes dispositions de moteur et d'aménagements.

La seule différence d'aspect consiste dans l'installation d'un pont-tente, sur le toit des roufles placés sur le pont-promenade.

Les dispositions d'aménagement pour les passagers sont très bien étudiées, et même luxueuses.

La figure 21 donne la silhouette de ce navire, et montre ses différences avec le *King-Edward*.

Les caractéristiques de la *Queen-Alexandra* sont les suivantes :

Longueur entre perpendiculaires	$82^{m},35$
Largeur	$9^{m},16$
Creux au pont-promenade	$5^{m},72$
Creux au pont principal	$3^{m},50$
Déplacement approximatif	750^{tx}
Pression à la chaudière	$10^{kg},500$
Pression à la turbine HP	$9^{kg},500$
Pression aux turbines BP	$5^{kg},750$
Vitesse réalisée	$21^{n},68$
Coefficient d'utilisation M_1 (environ)	5, 72
Puissance développée en chevaux indiqués (approximativement)	4500^{chx}

Les figures 21 et 22 donnent le schéma de la disposition générale du navire, des turbines motrices et des machines auxiliaires. On remarquera que toutes les valves, permettant de faire varier la marche ou de la renverser, se manœuvrent du parquet supérieur. En fait, il n'y a besoin de personne pour surveiller en marche le fonctionnement des turbines.

Ce sont plutôt les appareils auxiliaires qu'il faut surveiller, et qui, en réalité, demandent plus de soins que les turbines elles-mêmes.

Les propulseurs ont un diamètre de $1^{m},22$, pour l'hélice centrale, commandée par la turbine HP, et de $0^{m},915$ pour les quatre hélices latérales, montées deux à deux sur chacun des arbres commandés par les turbines BP.

Le nombre de tours en marche normale est de 700, pour l'hélice centrale, et de 1000 pour les hélices latérales.

Les résultats mécaniques et économiques de la *Queen-Alexandra* ont été aussi satisfaisants que ceux donnés par le *King-Edward*.

A ces deux paquebots, il faut ajouter, comme on peut le voir par le tableau donné plus haut, trois yachts de différentes grandeurs. La figure 23 donne la silhouette de la *Tarentula*, à M. Mac-Calmont, et la figure 24 le détail de son arrière, vu longitudinalement et en bout.

On remarquera, sur la vue en bout, la forme des ailes des propulseurs, qui sont presque des cercles parfaits, le petit axe de l'ellipse étant presque aussi long que le grand axe.

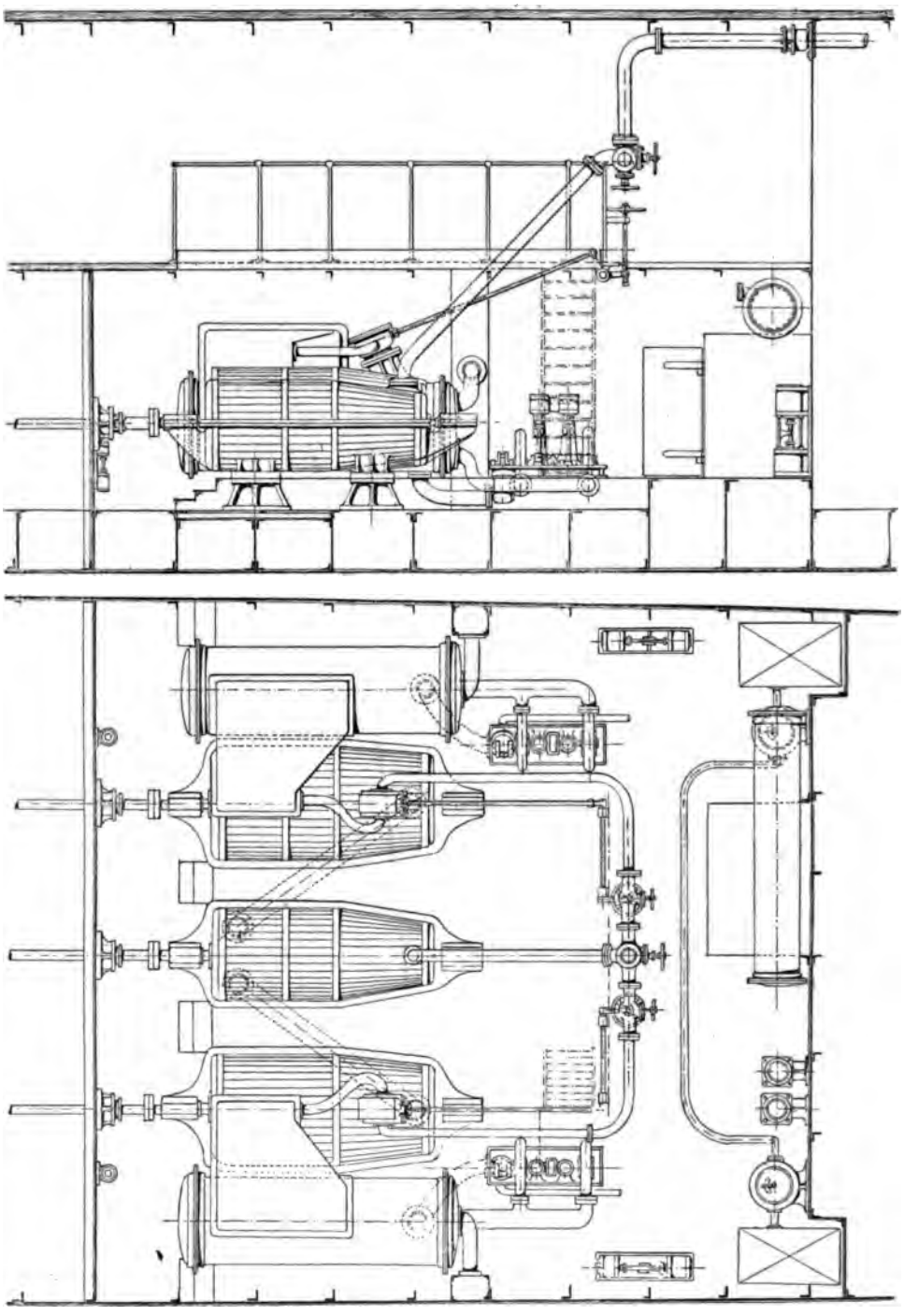
L'arrière de la *Tarentula* rappelle tout à fait celui des torpilleurs, mais la disposition des supports d'arbres, très caractéristique, est nécessairement différente.

Dans quelques mois, ces deux nouveaux paquebots, destinés au service de la Manche, seront entrés en ligne, et viendront apporter un nouvel élément d'étude sur l'application des turbines à la propulsion des navires.

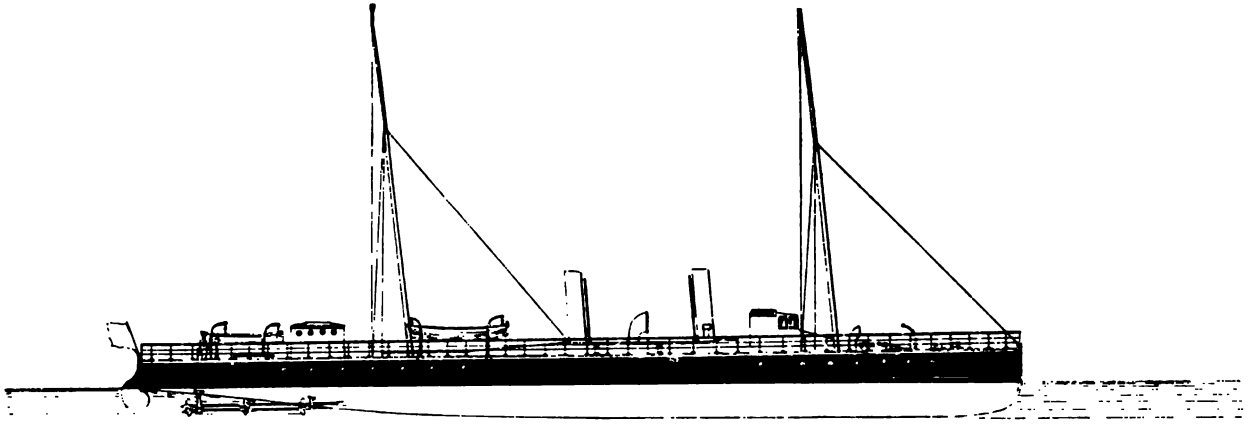
Il ressort de ce qui a été dit précédemment que les divers points à envisager dans cette application sont :

1° La consommation de vapeur, et, par suite, de combustible;

Fig. 22. — *Queen-Alexandra.*

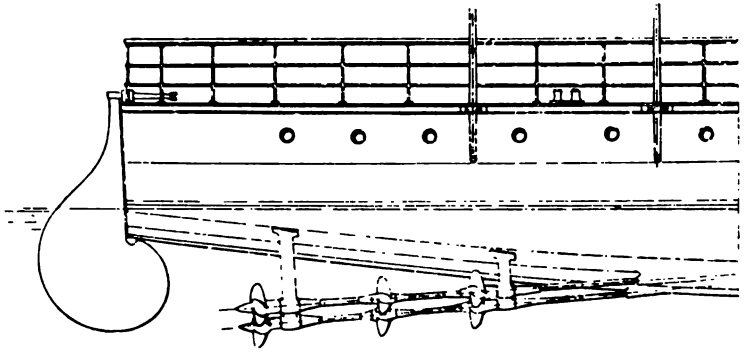


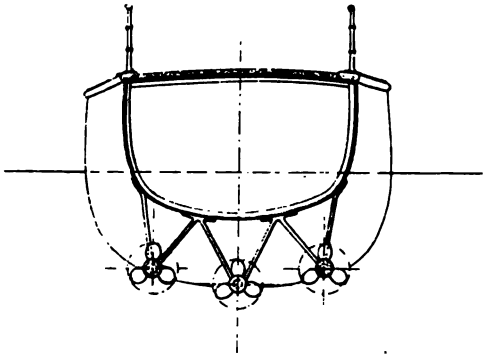
Chambre des machines du paquebot.



Yacht à turbines à grande vitesse.

Fig. 24.





Disposition de l'arrière et des propulseurs de *La Tarentula*.

2° Les frais d'entretien et de réparation;

3° Le poids et l'encombrement des moteurs;

4° La forme des propulseurs, leur vitesse de rotation, ainsi que la cavitation qui peut en être la conséquence;

5° La marche arrière;

6° Les effets gyroscopiques à craindre;

7° Les avantages et les inconvénients accessoires résultant de l'emploi des turbines.

Nous allons passer rapidement en revue ces divers points de vue.

Consommation de combustible et de vapeur. — La consommation de vapeur, et, par suite, de combustible est un des points les plus importants à envisager industriellement dans l'emploi des turbines à vapeur. C'est aussi un des plus discutés, en raison de l'impossibilité où l'on est de mesurer directement la puissance développée.

On peut cependant arriver à une comparaison suffisamment exacte des résultats fournis par les turbines et les machines alternatives, en rapportant la consommation au cheval effectif sur l'arbre, et en considérant les turbines commandant des dynamos, pour lesquelles la mesure de la puissance est plus précise, et présente moins d'aléas que celles employées à la propulsion des navires.

En adoptant, tant pour la machine alternative, que pour la dynamo commandée par turbine, des rendements élevés, on réduira le nombre des chevaux effectifs sur l'arbre, et l'on exagérera la consommation par cheval. Les chiffres obtenus, peut-être inexacts en valeur absolue, au détriment de la turbine, seront d'autant plus probants au point de vue comparatif.

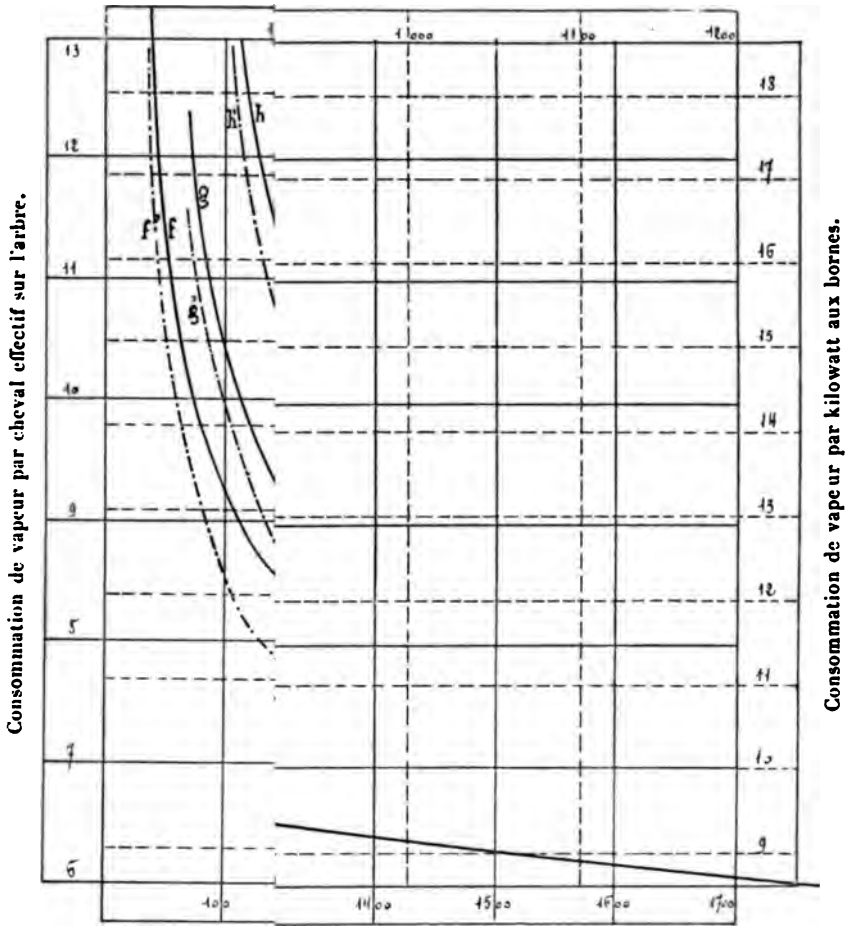
Consommation par cheval effectif des machines alternatives. — Dans une bonne machine à triple expansion bien montée, fonctionnant dans des conditions normales, sans surcharge, mais développant toute sa puissance, la consommation de vapeur peut s'évaluer au minimum à $5^{kg},75$ par cheval *indiqué*.

Cette consommation varie avec la puissance développée, et se relève aussi bien s'il y a surcharge, que quand il y a réduction de la puissance développée, bien que moins rapidement dans ce dernier cas.

D'autre part, le rendement organique de la machine varie également avec la puissance développée, et diminue avec elle; mais en le considérant comme fixe, et en admettant qu'il soit égal à 85 pour 100, on prendra certainement un maximum, qui diminuera la consommation de vapeur par cheval. Celle-ci correspond alors à $6^{kg},75$ par cheval *effectif* sur l'arbre.

Dans les turbines actionnant des hélices, l'impossibilité de déterminer exactement la puissance en chevaux indiqués, et même celle en chevaux effectifs, rend assez hypothétique le calcul de la consommation par cheval, car ce

ynamo.



a,	Turbo-moteur	00 kilowatts.	Sans surchauffe.
b,	»	00 »	Surchauffé de 19°.
c,	»	00 »	Sans surchauffe.
d,	»	00 »	Surchauffé de 14°,5.
d',	»	00 »	Sans surchauffe.
e,	»	00 »	Surchauffé de 19°.

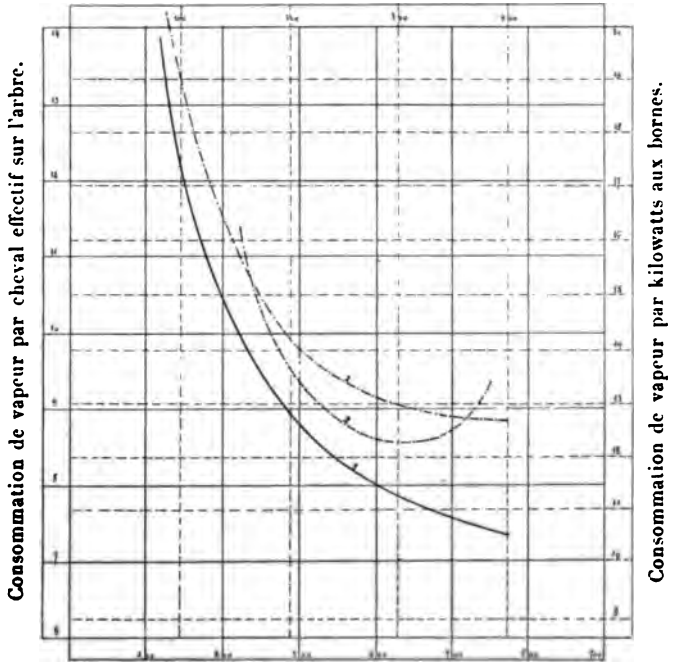
Fig. 26.

Comparaison des consommations de vapeur des machines alternatives et des turbines conduisant les mêmes dynamos.

Installation électrique de Schöpeln.

1. Courbe de consommation de vapeur de la machine alternative n° 3.
2. » » n° 1.
3. » de la turbine.

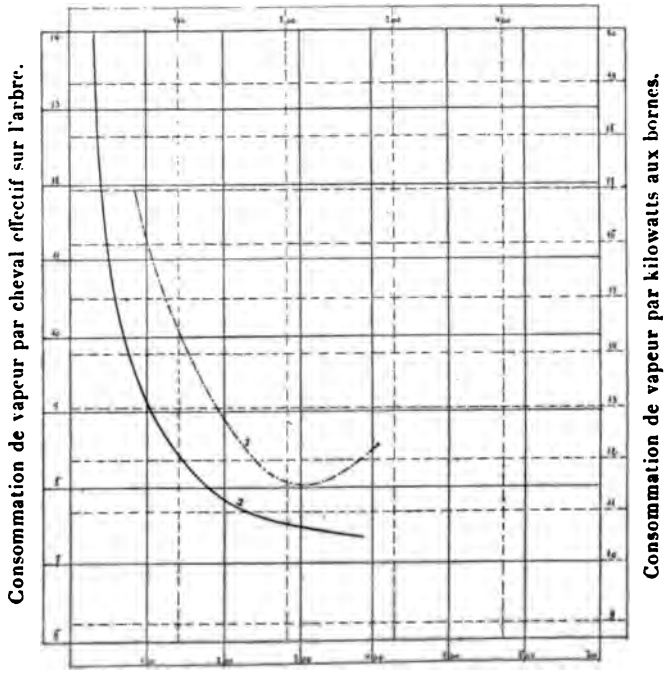
Puissance développée en kilowatts aux bornes.



Puissance développée en chevaux effectifs sur l'arbre.

1. Courbe de consommation de vapeur de la machine alternative.
2. » de la turbine.

Puissance développée en kilowatts aux bornes.



Puissance développée en chevaux effectifs sur l'arbre.

Nota : La puissance développée en chevaux effectifs sur l'arbre est calculée d'après celle en kilowatts aux bornes en supposant un rendement de 0,95 pour la dynamo.

raisons intéressantes entre des turbines et des machines alternatives conduisant les mêmes dynamos. On y voit nettement que, pour toutes les puissances, l'avantage reste aux turbines. Ces essais comparatifs ont été exécutés en Allemagne.

Sur le graphique (*fig.* 25) les courbes de consommation *a'*, *c'*, *d'* et *e'* sont celles des turbines auxquelles se rapportent les courbes *a*, *c*, *d*, *e*, mais avec emploi de la surchauffe. On voit qu'elles sont sensiblement plus basses que ces dernières.

Sur le turbo-moteur de Schöpeln, le bénéfice n'est pas moindre de 6 pour 100 pour une surchauffe de 41°,4, soit 1 pour 100 par 6°,9 à charge complète, et de 7,1 pour 100 pour une surchauffe de 41°,6, soit 1 pour 100 pour 5°,8 à mi-charge. L'emploi de la surchauffe, qui, par suite de l'absence de graissage dans les turbines, ne présente aucun inconvénient pour les organes de celles-ci, est donc très avantageux, et peut être poussé beaucoup plus loin que pour les machines alternatives.

On peut, en résumé, dire avec M. Rateau que les turbines bien construites, ainsi qu'on peut le faire actuellement, sont tout à fait comparables, pour la marche à pleine charge, aux meilleures machines alternatives, et que cette équivalence ne disparaît qu'en cas de forte réduction de charge.

FRAIS D'ENTRETIEN ET DE RÉPARATION.

Les frais d'entretien et de réparation des turbines sont très réduits, étant donnée l'absence de parties frottantes autres que les coussinets de paliers.

Encore ceux-ci tournent-ils sur une couche d'huile sous pression. C'est ce qui explique le peu d'usure qu'on y remarque, puisque, à la station de Cambridge, après deux ans de service journalier, on n'a constaté sur ceux-ci qu'une usure de $\frac{1}{4}$ de millimètre.

La présence d'huile, sous une pression variant de $0^{kg},7$ à $1^{kg},5$, suivant les installations, a donc pour résultat de réduire l'usure au minimum.

La consommation de graissage est cependant très faible, d'abord par suite de la petite étendue des surfaces à graisser, puis parce que la même huile ressert après décantation, le graissage étant soustrait à l'action de la chaleur.

Les aubes mobiles et les ailettes directrices n'ont jamais donné lieu à des ennuis, si ce n'est dans un cas où il y avait eu introduction d'un corps étranger.

Un certain nombre d'aubes mobiles et d'ailettes directrices furent arrachées; mais, après leur retrait, la turbine fut remise en marche telle quelle, en attendant qu'on pût l'arrêter plus longuement pour la réparer. C'est un cas fort rare et tout à fait exceptionnel, étant donnée la faible fatigue supportée par l'aubage.

Sur la *Turbinia,* qui a subi des essais nombreux , il n'a pas été remplacé d'aubes depuis la mise en essai.

Le turbo-moteur de Schöpeln fut, à sa mise en service, scellé, puis ouvert après un fonctionnement de 7000 heures, devant une Commission qui constata le bon état de la turbine, en dressa procès-verbal et la remit en service.

Sur le *King-Edward*, les turbines, visitées par une Commission Allemande, après six mois de fonctionnement, furent trouvées en bon état, refermées, et l'on fit, immédiatement après, un essai, qui donna les mêmes résultats que ceux obtenus à la mise en service.

La turbine elle-même ne donne donc lieu qu'à des dépenses peu élevées d'entretien et de réparation. Celles des machines auxiliaires et pompes sont naturellement les mêmes que pour une machine alternative ordinaire.

Le tableau ci-dessous donne, à titre de renseignement, les frais d'entretien et de réparation par kilowatt-heure, des turbines de sept stations électriques. La première colonne de ce tableau indique le nombre d'années de service pris comme base d'établissement de chaque moyenne.

Désignation de la station.	Années de service.	Graissage.	Main-d'œuvre.	Réparation et entretien.	Total.
		f	f	f	f
Cie Métropolitaine.....	13	0,016	0,028	0,041	0,085
Woolwich District.....	8	0,011	0,032	0,036	0,079
Cambridge.....	9	0,012	0,046	0,032	0,090
Newcastle.....	12	0,012	0,034	0,011	0,057
Scarborough.....	8	0,007	0,047	0,025	0,079
Cheltenham.....	6	0,011	0,036	0,028	0,075
Portsmouth.....	7	0,012	0,017	0,030	0,059
Moyennes par kilowatt.....		0,0116	0,0343	0,029	0,0749
Moyennes approximatives par cheval-effectif.....		0,00854	0,02526	0,02135	0,05515

ENCOMBREMENT ET POIDS.

Au point de vue de l'encombrement, les turbines présentent un certain avantage, surtout pour les grandes puissances, sur les machines alternatives.

La surface occupée en plan par la machinerie, y compris les auxiliaires, reste à peu près la même, bien qu'il y ait un léger gain en faveur des turbines, par suite de la suppression du palier de butée, qui occupe une longueur appréciable.

En hauteur, la différence est beaucoup plus sensible, et, dans beaucoup de cas, l'emploi de turbines permet d'utiliser à peu près la surface de la chambre des machines sur chaque pont, déduction faite des claires-voies nécessaires à l'éclairage et à l'aération.

L'avantage est donc précieux au point de vue des aménagements pour les passagers, si c'est d'un paquebot qu'il s'agit, ou de la protection du moteur, qui se trouve sous la flottaison, si c'est d'un navire de guerre.

Au point de vue du poids, l'avantage est considérable, et atteint 50 pour 100, si l'on compare les turbines aux machines à allure lente des paquebots à roues. Il diminue avec des machines plus rapides. Il est d'environ 30 à 35 pour 100 pour les machines ordinaires, et de 20 à 22 pour 100 pour les machines très légères, et à grande vitesse de rotation. Encore, dans ce dernier cas, faut-il remarquer que cette légèreté est obtenue avec toute sécurité, tandis que pour les machines légères à allure rapide, la réduction de poids est souvent une cause d'avarie, par suite de l'intensité des forces d'inertie alternatives qui se manifestent.

Comme les turbines n'ont pas encore été appliquées à des navires de grande taille, il n'est pas possible d'avoir des données certaines sur le gain de poids qu'elles procurent.

Cependant un projet étudié avec soin par M. Parsons, pour un appareil de 38000^{chx} destiné à un paquebot de 18000^{t} et 26^{n} de vitesse, donne 61^{kg} par cheval indiqué, alors que les machines alternatives des paquebots actuels donnent 90^{kg} à 100^{kg} avec tirage forcé, et dépassent souvent ces chiffres.

L'avantage serait donc, aussi pour les grands navires, très sensible et important, par suite de la puissance visée, puisque pour le paquebot considéré plus haut, la différence de poids ne serait pas moindre de 114^{t}.

D'une manière générale, on peut dire que le gain de poids donné par les turbines est environ de 20 à 22 pour 100 pour les machines à allure rapide, 30 à 35 pour 100 pour les machines ordinaires à allure moyenne, et 50 pour 100 pour les machines à allure lente.

PROPULSEURS. — CAVITATION.

Forme des propulseurs. — La forme des propulseurs, ainsi que leurs proportions, ont dû être assez profondément modifiées, par suite de leur grande vitesse de rotation, surtout en présence du nouveau phénomène qui se révéla lors de l'accroissement du nombre de tours, la *cavitation*, ou comme l'avait appelée, quand il l'avait signalée, il y a quelques années, M. Normand, la rupture des cylindres d'eau actionnés.

Avec les turbines, il a fallu, pour ne pas avoir une vitesse périphérique exagérée au bout de l'aile, réduire le diamètre des propulseurs ; mais il est alors difficile, si la puissance à transmettre est considérable, d'avoir une surface propulsive suffisante, malgré le fractionnement entre plusieurs hélices.

Dans les navires actuellement mus par des turbines il y aurait très probablement intérêt à augmenter cette surface, mais, comme on ne pourrait guère le faire qu'en accroissant le diamètre, la fraction de pas utilisée étant déjà très forte, on se heurte à la difficulté des vitesses périphériques trop

considérables, avec tous ses inconvénients, ou à la réduction du nombre de tours des turbines au delà de ce qui correspond à un bon rendement.

La pratique a conduit, pour les hélices mues par turbines, à des formes comme celles indiquées par la figure 24, qui représente les hélices de la *Tarentula*. On peut remarquer que la projection des ailes sur la section droite du cylindre est une ellipse, dont le petit axe est presque égal au grand. C'est un moyen d'augmenter la surface utile dans la région où elle est suffisamment efficace, tout en laissant le bout de l'aile dégagé, par des considérations de solidité et aussi d'écoulement de l'eau.

Vitesse périphérique limite. — La vitesse périphérique du bout de l'aile est généralement, dans les hélices actionnées par turbines, limitée à 50^m ou 60^m au maximum. Il y a intérêt à ce qu'elle soit moindre.

Le rapport du pas au diamètre y est aussi plus élevé que pour les hélices ordinaires. MM. S. Barnaby, Thornycroft et Parsons sont d'accord sur ce point, et estiment que les rapports actuels doivent être très sensiblement augmentés pour les grandes vitesses de rotation.

Les ailes des hélices des navires à turbines sont, comme celles de certains torpilleurs, légèrement inclinées sur l'arrière, forme qui paraît avoir l'avantage de resserrer la veine liquide actionnée à l'arrière du propulseur, et de diminuer un peu la tendance à l'éparpillement et au refoulement latéral de l'eau.

Les moyeux de ces hélices sont naturellement assez gros par rapport à leur diamètre, celui-ci étant réduit.

Cavitation. — Toutes ces précautions tendent à réduire au minimum les effets de la cavitation, qu'il paraît bien difficile d'éviter complètement.

Ce phénomène, révélé pour la première fois par les essais du *Daring*, a été étudié par MM. S. Barnaby, Thornycroft et Parsons, qui l'attribuent à une exagération de pression sur la face travaillante, et à une insuffisance de pression sur l'autre face, due à la trop faible vitesse d'arrivée de l'eau sur cette face.

La cavitation ne s'est manifestée que lors de l'accroissement marqué des vitesses de rotation des propulseurs, et le fractionnement de la puissance propulsive entre plusieurs hélices.

MM. Barnaby et Thornycroft ne purent déterminer qu'hypothétiquement les causes de la cavitation, mais l'efficacité des modifications qu'ils apportèrent aux hélices du *Daring* prouva qu'ils avaient bien trouvé la cause de l'énorme perte de puissance constatée.

Toutefois, ce ne sont que les expériences de Parsons qui démontrèrent d'une manière évidente, à l'aide de photographies, l'apparition, à certaines vitesses, de cavités remplies d'air dans le sillage des hélices, et qui permirent d'étudier ce phénomène.

M. Normand avait, dès 1893 [1], constaté l'influence de l'immersion et de la vitesse sur la cavitation. Il faisait remarquer qu'au niveau de l'eau le vide se produit aux plus faibles vitesses, que ce phénomène augmente de profondeur avec la vitesse, et donna un exemple. Il signalait aussi l'utilité des voûtes au-dessus du propulseur.

Expériences de M. Parsons sur la cavitation. — M. Parsons, lors des mauvais résultats donnés par la première disposition de la *Turbinia*, fut amené à étudier la question de près, ayant acquis la certitude que la perte de puissance résultait du propulseur seul.

Il entreprit alors des expériences sur des modèles d'hélices semblables à celle de la *Turbinia*, c'est-à-dire à deux ailes, ayant un diamètre de $50^{mm},8$, tournant dans un bac rempli d'eau chauffée à quelques degrés au-dessous du point d'ébullition, de manière que les vides qui pourraient se produire devinssent visibles par suite de la présence de la vapeur d'eau saturée opaque.

Pour produire des effets analogues à ceux observés sur les hélices réelles, il fit tourner les modèles à des vitesses homologues, en réglant, suivant les lois de la similitude, la hauteur de l'eau au-dessus des propulseurs.

L'échauffement de l'eau avait aussi pour but de se rendre compte du fonctionnement des hélices avec des vitesses moindres que celles nécessaires dans l'eau froide, les cavités se formant plus facilement, en raison de la présence de vapeur dans l'eau.

L'hélice était observée à l'aide de deux fenêtres ménagées dans le bac, et était éclairée, pour plus de facilité, par la lumière d'une lampe à arc réfléchie sur un miroir; celui-ci était relié à l'arbre de l'hélice par un mouvement, qui faisait que le rayon lumineux frappait l'hélice toutes les fois qu'elle était dans la même position. Celle-ci paraissait donc immobile, et les phénomènes devenaient très visibles.

On vit une cavité ou ampoule se former d'abord un peu en arrière de la face travaillante, et près de l'extrémité de l'aile. Cette cavité crût avec la vitesse, jusqu'à ce qu'à la vitesse correspondante à celle des hélices de la *Turbinia*, elle prit un développement égal à un secteur de 90°. Quand la vitesse augmenta encore, toute l'hélice tourna dans une cavité cylindrique, l'extrémité seule des ailes grattant les couches d'eau solides, et tendant à les refouler latéralement l'une sur l'autre.

Dans ce cas extrême, toute l'énergie appliquée au propulseur était employée à maintenir l'existence de cette cavité. On constata aussi que, quand la cavité arrive à être plus grande que la largeur de l'aile, il se produit une poussée négative sur la face avant. Ces expériences venaient donc justifier les hypothèses émises par M. Barnaby et M. Thornycroft.

Il en ressort que pour toutes les hélices, quel que soit leur recul, il y a une

---

[1] Voir *Bulletin de l'Association Technique Maritime*, année 1893, p. 68.

vitesse limite de l'aile, dépendant à la fois de la valeur de ce recul et de l'inclinaison de la face arrière, autrement dit du recul et de l'épaisseur de l'aile. Au-dessus de cette vitesse, la perte de puissance devient énorme, et il paraît y avoir intérêt à augmenter le rapport du pas au diamètre.

Il n'a pas été possible de chiffrer la perte de puissance due à la cavitation, pour différentes vitesses, l'effet produit dans l'eau chaude dépendant à la fois de la perte de puissance et de l'emportement de l'hélice lors de la formation des cavités. Une série d'expériences en eau froide serait donc très instructive, mais comme ces expériences demanderaient des vitesses de rotation beaucoup plus grandes, elles sont difficiles à réaliser.

Évaluations de M. S. Barnaby. — M. Sydney Barnaby, dans un mémoire présenté à l'*Association des Mechanical Engineers*, établit que, pour que le propulseur reste en contact avec l'eau, il faut que la vitesse d'écoulement de celle-ci soit inférieure à

$$v = \sqrt{2gh},$$

h étant la profondeur d'immersion du point considéré du propulseur. A 1^m de profondeur, $v = 8^n$ environ.

Pour les hélices du *Daring*, la couche d'eau au-dessus du bout des ailes avait environ $0^m,280$ d'épaisseur, et M. Barnaby estime, dans ces conditions, que la pression par centimètre carré de surface ne doit pas dépasser $0^k,750$, pour que le propulseur reste en contact avec l'eau.

Les expériences de M. Parsons semblent confirmer ce chiffre.

La cavitation, et les hélices de petit diamètre. — Les hélices mues par les turbines étant de plus petit diamètre, et la couche d'eau qui les surmonte étant proportionnellement plus épaisse, sont dans de meilleures conditions pour éviter la cavitation, surtout si le rapport du pas au diamètre est plus grand que dans les hélices ordinaires.

Cependant, il est certain qu'il y a le plus grand intérêt à réduire la vitesse angulaire des propulseurs, car on peut alors augmenter leur diamètre dans une certaine proportion, et, par suite, accroître la surface propulsive, qu'il est difficile d'obtenir assez grande avec de petites hélices, même en les multipliant.

Cette faculté de diviser la surface propulsive entre plusieurs hélices est d'ailleurs limitée par les difficultés d'installation, si l'on veut éviter les réactions des propulseurs les uns sur les autres.

Quoi qu'il en soit, la disposition des hélices multiples, nécessitée par l'emploi des turbines, aurait sans doute été employée tout naturellement, par suite des vitesses de rotation de plus en plus grandes qu'on demande aux propulseurs.

On se heurte alors, pour obtenir ces vitesses avec des machines alternatives, à des difficultés mécaniques considérables, résultant de l'importance que prennent les forces d'inertie.

A ce point de vue encore, les turbines présentent un énorme avantage.

Il faut ajouter que, ainsi qu'il a été dit plus haut, le nombre de tours des turbines s'abaisse de plus en plus, tout en leur conservant une bonne utilisation ; on arrivera donc, très probablement à bref délai, à réduire le nombre des propulseurs, et à augmenter leur diamètre.

Ce serait un résultat doublement précieux pour l'application des turbomoteurs à la propulsion des navires.

MARCHE ARRIÈRE.

La question de la marche arrière préoccupe, à juste titre, tous ceux qui s'occupent de l'application des turbines à la propulsion des navires. La grande vitesse réalisée avec ces moteurs rend difficile l'arrêt rapide, comme cela serait d'ailleurs avec tous les systèmes de machines, s'ils permettaient de réaliser la même vitesse.

Il faut même remarquer qu'à égalité de vitesse, les réactions et, par suite, les efforts sur la machine et les propulseurs sont moins violents sur les navires à turbines, que sur ceux munis de machines alternatives.

Cela tient à ce que, par l'emploi d'un dispositif approprié, on forme, pour ainsi dire, un frein élastique, qui emmagasine et éteint ces efforts, sans les faire porter directement sur les pièces des machines.

Jusqu'à 15ⁿ, l'arrêt est avec les machines ordinaires relativement facile; mais, pour des vitesses supérieures, on rencontre des difficultés qui croissent avec la vitesse, et, vers 20ⁿ, si le navire a une certaine taille, la machinerie peut subir des avaries sérieuses, par suite d'un renversement de marche trop brusque.

Les navires à roues sont certainement, au point de vue de l'arrêt et du renversement de marche, dans de bien meilleures conditions que les navires à hélices, par suite de l'énorme frein formé par les pales immobiles, ou mieux fonctionnant à contre.

Mais il faut remarquer qu'on n'a jamais tenté d'arrêt au delà de 20ⁿ. Encore cet arrêt a-t-il présenté des dangers sérieux pour la machine, et entraîné la perte d'une roue, ce qui est grave au point de la stabilité. Généralement, on ne tente l'arrêt rapide qu'à 10ⁿ, 12ⁿ et 15ⁿ, au maximum, dans les manœuvres d'accostage.

A 25ⁿ ou 30ⁿ, en supposant que des machines à allure lente puissent donner de telles vitesses, le danger d'avaries graves deviendrait si grand, qu'il ne serait acceptable qu'en présence d'un danger plus grand encore.

Aves les navires à hélices, les conditions sont différentes, en raison de la plus faible surface propulsive formant frein, et de l'impossibilité de donner instantanément aux propulseurs la vitesse en sens inverse nécessaire pour augmenter l'efficacité de cette surface, comme cela peut se faire avec les machines à allure lente.

Sans doute, les petits navires, comme les torpilleurs, s'arrêtent rapidement à des vitesses élevées, mais il faut noter qu'ils sont très légers, par rapport à la puissance de leur machine.

Avec de grands navires, l'arrêt serait, à égalité de vitesse, forcément plus difficile et plus long, en raison de la force vive accumulée.

Quel que soit le système de moteur, les conditions extérieures de l'arrêt restent les mêmes.

Évidemment, sur les navires à turbines, il y a, en plus, la difficulté d'arrêter rapidement la rotation des disques à aubes, doués d'une grande vitesse périphérique, mais il ne faut pas se l'exagérer, et avec une disposition très facilement réalisable, et permettant simultanément la fermeture de l'arrivée de vapeur aux turbines de marche avant, et l'ouverture de celles de marche arrière, on arrive, comme il a été dit plus haut, à former un frein élastique, qui absorbe les efforts et réactions, et qui permet de renverser la marche, sans secousse et sans danger pour la machine.

La rapidité de l'arrêt dépend des proportions adoptées pour les turbines de marche arrière, par rapport à celles de marche avant.

Si l'on veut arrêter en pleine vitesse, il faudra évidemment qu'il y ait égalité de puissance entre les deux systèmes, mais cette égalité est-elle réellement nécessaire? Il est permis d'en douter.

L'arrêt tout à fait rapide ne peut avoir d'utilité qu'en cas de collision imminente; mais, même dans ce cas, il est douteux que celle-ci puisse être évitée, ou même que la réduction de vitesse en diminue les dangers d'une manière très sensible.

Dans les parages fréquentés, où l'on croise des navires, ou bien en cas de brouillard, la réduction de vitesse est de rigueur, et, par suite, l'arrêt se produirait rapidement avec une puissance moindre de marche arrière.

Jusqu'ici on s'est borné à donner aux turbines de marche arrière la puissance nécessaire pour arrêter facilement au cours des manœuvres, c'est-à-dire pour des vitesses de 10^n, 12^n et 15^n, ce dernier chiffre étant un maximum.

Pour des navires plus grands que ceux actuellement construits, il faudrait peut-être compter, pour plus de sécurité, sur des vitesses de 10^n à 20^n; on serait alors dans d'excellentes conditions pour manœuvrer, tout en disposant de moyens suffisants pour atténuer beaucoup les conséquences d'une collision à cette allure.

Le choix des proportions à donner aux turbines de marche arrière dépend donc absolument des conditions qu'on se fixe *a priori,* d'après le service à assurer.

Les besoins de celui-ci doivent être examinés avec soin, avant de fixer ces proportions, et, si un arrêt rapide est reconnu nécessaire, il ne faudra pas hésiter à donner aux turbines de marche arrière des dimensions suffisantes, dût-on perdre un peu sur le poids de l'appareil.

Quant à l'importance de la consommation de vapeur, par les turbines de

marche arrière, qui seront forcément peu économiques, si l'on ne veut pas les développer commes celles de la marche avant, elle n'est qu'une considération secondaire.

En cas de collision, elle n'a aucun intérêt, en présence de la question de sécurité. En cas de manœuvres, son intérêt n'est pas plus considérable, étant donné qu'à ce moment on a toujours beaucoup de vapeur disponible et que, d'ailleurs le fonctionnement des turbines de marche arrière est fort court.

D'une manière générale, il y a intérêt à donner aux turbines de marche arrière la plus grande puissance compatible avec le service à réaliser, et avec le poids de machinerie dont on peut disposer. La fixation des dimensions des turbines de marche arrière est donc une question d'espèces, qui doit être soigneusement étudiée dans chaque cas.

A titre de renseignement, l'arrêt à 20^{n} d'un navire à roues de 8000^{chx} a pu être réalisé sur un parcours de une longueur et demie environ, mais en perdant une roue, l'arbre porte-roues s'étant rompu au collet extérieur du palier, par suite de la torsion qu'il avait éprouvée.

Sur la *Queen-Alexandra,* navires à turbines, l'arrêt a demandé, à 20^{n} également, cinq longueurs c'est-à-dire très sensiblement plus, mais les turbines de marche arrière sont relativement faibles, et, en développant leur puissance, on réduirait très sensiblement le parcours d'arrêt.

ACTION GYROSCOPIQUE.

On a beaucoup parlé, au moment de la perte du *Cobra* et du *Viper,* du rôle qu'avait pu jouer l'action gyroscopique des parties tournantes des turbines, douées d'une grande vitesse angulaire, et on lui a attribué une importance peut-être exagérée.

L'effet gyroscopique, quand on considère une turbine unique, existe certainement, et l'on rencontre une résistance, si l'on tend à déplacer rapidement la direction de l'axe de rotation; mais cet effet n'a guère d'importance à bord des navires mus par des turbines, qu'au point de vue des paliers et fusées des arbres des turbines, ainsi que de la fatigue locale des points d'attache de ces paliers sur la coque.

En ce qui concerne la fatigue de la coque, en cas de déplacement rapide de l'axe du navire par une cause quelconque, tangage, roulis ou giration, les conséquences de l'action gyroscopique ne paraissent pas avoir l'importance qu'on a voulu lui attribuer.

En réalité dans le cas du *Cobra,* et très probablement aussi du *Viper,* la construction de la coque était trop légère, surtout étant donné qu'il avait fallu augmenter le poids des chaudières pour suffire à la dépense de vapeur nécessitée par l'énorme puissance développée, et c'est par le travers des chaufferies que s'est produite la rupture, sous l'effet d'un coup de tangage violent, ou du choc d'une forte lame dans la partie milieu.

Ce ne sont d'ailleurs pas les seuls destroyers anglais qui soient dans ce cas.

Un certain nombre de navires similaires, munis de machines alternatives moins puissantes, ont aussi donné des signes analogues de flexion. Ces avaries ont été si fréquentes dans ces derniers temps, que l'Amirauté a décidé de faire, en cale sèche, une série d'expériences de flexion de la coque pour s'assurer de la solidité de celle-ci, en sacrifiant au besoin un de ces navires.

Il semble donc que c'est dans la faiblesse de la construction des coques du *Cobra* et du *Viper*, plutôt que dans l'effet gyroscopique des turbines, qu'il faut rechercher la cause principale de leur perte.

L'effet gyroscopique mérite cependant d'être étudié de près, car il peut amener des fatigues locales de la coque, surtout si celle-ci est légère, et les turbines puissantes.

Si l'on considère une turbine unique, fonctionnant à sa vitesse normale, et qu'on essaie de déplacer rapidement la direction de son axe de rotation, il se produira certainement, dans les paliers et le bâti, des réactions qui seront loin d'être négligeables, et qui tendront, si rien ne s'y oppose, à maintenir l'axe de rotation dans sa direction primitive.

Il faut donc, pour calculer les paliers et les fusées de l'arbre, tenir compte de ces efforts dans les turbines destinées au service de mer, où les changements de direction sont fréquents, et quelquefois très brusques; mais l'influence de ces efforts sur la fatigue générale de la coque ne peut être qu'assez minime, surtout s'il s'agit d'un navire d'un certain tonnage.

Dans les navires mus par turbines, celles-ci constituent, en effet, d'une manière générale, deux systèmes de pièces rotatives symétriques par rapport à l'axe longitudinal du navire, et tournant en sens inverse l'un de l'autre.

Quand l'appareil moteur comprend deux systèmes absolument symétriques à tribord et à bâbord, les efforts gyroscopiques, comme l'a fait remarquer M. Hiram Maxim, ayant des moments égaux et de signes contraires, tant dans le plan vertical que dans le plan horizontal, s'équilibrent parfaitement, si les vitesses de rotation des deux systèmes sont égales.

L'axe du navire, et par suite la coque ne sont donc soumis à aucun effort gyroscopique, tendant à maintenir leur direction constante.

Si les vitesses sont au contraire différentes, alors apparaît un véritable couple gyroscopique, mais son intensité est assez faible, car l'effort qu'il exerce n'est que la différence des efforts gyroscopiques développés par les deux systèmes en mouvement.

Quand la disposition du moteur comprend une turbine HP placée dans l'axe du navire, et des turbines BP latérales, les résultats sont un peu différents.

Si les effets gyroscopiques des turbines BP s'équilibrent, celui produit par la turbine HP reste entier; mais il est alors relativement faible, parce que la turbine HP, en raison du plus petit diamètre de ses disques mobiles et de leur moins grand nombre, est généralement peu lourde. De plus, l'effort développé est placé dans l'axe même du navire.

Si, pour fixer les idées, on considère, par exemple, une turbine, dont la partie tournante pèse 10^t, fonctionnant à 1000 tours, montée sur un navire de 80^m de long, et qu'on suppose celui-ci donnant, par seconde, un coup de tangage de 4^m à l'avant et 4^m à l'arrière, soit 8^m en tout; on aura, pour expression du couple gyroscopique, dans ces conditions, beaucoup plus défavorables que la réalité :

$$C_g = \frac{P \rho v V}{g},$$

formule dans laquelle on appelle

P, poids de la partie tournante : $10\,000^{kg}$;
ρ, rayon de giration de la partie tournante : $0^m,7$;
v, vitesse angulaire de rotation : $\frac{2\pi n}{60} = 104,7$;
V, vitesse angulaire de déplacement de l'axe de rotation : $\frac{8}{80} = 0,1$;
n, nombre de tours par minute;

d'où

$$C_g = \frac{10\,000 \times 0,7 \times 104,7 \times 0,1}{9,8081} = 7472 \text{ kilogrammes-mètres},$$

c'est-à-dire que l'effort gyroscopique sera tout à fait comparable aux efforts que développent les forces d'inertie dans les machines alternatives.

La répartition de cet effort sur les paliers et les liaisons avec la coque ne peut donc provoquer que des fatigues locales assez faibles, et son effet sur la fatigue générale de la coque, lors des déplacements angulaires de celle-ci, est encore plus négligeable, surtout s'il s'agit d'un navire d'une certaine dimension.

L'importance de cet effort diminue en effet rapidement avec la taille des navires, les dimensions linéaires de ceux-ci croissant beaucoup plus vite que le poids et les dimensions des turbines.

En résumé, l'effet gyroscopique, à considérer dans le calcul des paliers, fusées et points d'attache des turbines sur la coque, est très faible en ce qui concerne la fatigue générale de celle-ci, et, si les dispositions locales de fixation des turbines sur la charpente des navires sont bien étudiées, la coque ne paraît pas devoir supporter, dans le cas de tangage ou de roulis excessifs ou rapides, de fatigue plus exagérée qu'avec les machines alternatives.

Peut-être même la fatigue sera-t-elle moindre, car, avec les turbines, il ne peut y avoir de variations de vitesse de rotation aussi importantes qu'avec les machines alternatives, quand les propulseurs émergent. De plus, le plus petit diamètre de ceux-ci, et leur position plus rapprochée du milieu du navire vient encore diminuer leurs chances d'émersion, et par suite la fatigue de coque, qui peut être la conséquence de leur emportement.

CONCLUSIONS.

En résumé, les applications déjà réalisées des turbines à la propulsion des navires ont donné des résultats très satisfaisants, et ont montré que ces appareils, s'ils avaient quelques inconvénients accessoires, avaient de nombreux avantages sur les machines alternatives.

On peut espérer que les quelques inconvénients reconnus, très atténués d'ailleurs dans les dernières installations, seront rapidement écartés par une étude approfondie des conditions de fonctionnement.

Les avantages des turbines peuvent s'énumérer comme suit :

A. — *Avantages au point de vue du déplacement, de la place disponible, des aménagements et de la coque.*

1° Réduction du poids des appareils moteurs, par rapport aux machines ordinaires. Cette réduction, très importante, comparativement aux machines à allure lente, puisqu'elle atteint près de 50 pour 100, s'atténue dans le cas de comparaison avec des machines ordinaires, où elle n'est plus que de 20 à 25 pour 100, et, avec des machines à allure rapide, elle ne dépasse pas 15 à 20 pour 100. C'est cependant un gain très sensible.

Il faut d'ailleurs remarquer que cette légèreté, atteinte en toute sécurité avec les turbines, est souvent pour les machines alternatives une source d'avaries, de réparations incessantes et de dépenses, par suite de l'intensité des forces d'inertie développées.

2° Réduction de l'encombrement des moteurs. Cette réduction est légère en surface horizontale, mais importante en hauteur, ce qui permet d'utiliser, au-dessus des moteurs, des surfaces de pont qui ne seraient pas disponibles avec des machines ordinaires.

3° Protection plus facile du moteur dans le cas d'un navire de guerre, et pour tous les navires, abaissement sensible du centre de gravité de l'appareil moteur, ce qui donne beaucoup de liberté pour réaliser le $\rho - a$ compatible avec la stabilité désirée.

4° Absence de vibrations, due à l'impossibilité du synchronisme de vibration entre la coque et le moteur, et surtout à l'absence de forces d'inertie alternatives dans celui-ci.

B. — *Avantages au point de vue des chaudières.*

1° Écoulement constant et régulier de la vapeur, au lieu du régime pulsatoire, sensible surtout avec les machines à allure lente, d'où plus grande

régularité de la pression, et plus de facilité pour la chauffe, tout en réduisant, dans une large mesure, les chances d'entraînement d'eau, qu'on observe sur les machines alternatives.

2° Absence de graissage dans la vapeur, et, par suite, dans l'eau de condensation, qui reste absolument pure, avantage très précieux pour toutes les chaudières, mais surtout pour les chaudières multibulaires.

3° Consommation modérée de combustible pour la marche à pleine puissance, ou à puissance forcée de 20 à 25 pour 100. Toutefois, cette consommation croît très sensiblement pour la marche à puissance réduite, si celle-ci s'abaisse à 30-35 pour 100 de la puissance maxima.

C. — *Avantages au point de vue de l'appareil moteur.*

1° Possibilité de l'emploi économique de la surchauffe, poussée à un degré plus grand que pour les machines alternatives. Approximativement, une surchauffe de 55° donne une économie de consommation de vapeur de 10 à 12 pour 100.

L'absence de graissage intérieur supprime tous les inconvénients rencontrés à ce sujet dans les machines alternatives.

2° Réduction des condensations, la température des diverses parties du moteur restant constante, puisqu'il n'y a plus communication alternative de chacune d'elles avec les sources de chaleur et de froid.

3° Réduction des pertes de travail dues au frottement, le seul frottement existant, à part celui des coussinets sur la couche d'huile sous pression, étant celui de la vapeur sur les ailettes directrices et les aubes.

Encore faut-il remarquer que ce frottement, s'il a des inconvénients au point de vue mécanique, peut présenter des avantages au point de vue thermique, en séchant la vapeur et en diminuant les condensations.

4° Constance de la température des diverses parties de la turbine, qui ne sont pas, comme dans les machines ordinaires, alternativement en contact avec la source de chaleur et la source de froid, d'où nouvelle diminution des chances de condensation, surtout si l'enveloppe extérieure de la turbine est bien isolée.

5° Régularité de la vitesse de rotation, même en cas d'émersion des propulseurs, les variations étant toujours très faibles, par suite de la vitesse linéaire périphérique des disques.

6° Facilité de conduite des moteurs, dont toutes les parties mobiles sont enfermées dans des enveloppes, et soustraites aux chances extérieures d'avarie.

7° Réduction des frais d'entretien et de réparation, les avaries aux turbines elles-mêmes étant très peu fréquentes, par suite de la faible pression supportée par les aubes mobiles.

D. — *Avantages au point de vue des propulseurs.*

1° Réduction du diamètre et du pas des propulseurs, par suite de la plus grande vitesse de rotation, sans exagération de la vitesse périphérique du bout de l'aile.

2° Meilleure utilisation des propulseurs et diminution des chances de cavitation.

3° Facilité d'installation des propulseurs dans de bonnes conditions au point de vue de l'arrivée des filets d'eau, les hélices étant, proportionnellement à leur diamètre, plus écartées de la carène que les hélices ordinaires, et plus immergées.

4° Meilleure protection des propulseurs logés dans les formes arrière de la carène, et dont la projection peut être totalement comprise dans la surface du maître-couple.

5° Réduction des chances d'émersion des propulseurs, qui peuvent être placés plus près du milieu du navire, par suite de leur faible diamètre, et qui sont plus immergés.

6° Diminution des chances d'emportement déjà limitées par le fonctionnement même des turbines.

7° Réduction du poids des propulseurs et de leurs arbres, ceux-ci étant moins longs.

Par contre, on reproche aux turbines quelques inconvénients, gênants pour certaines applications, mais qui sont loin d'être insurmontables, et n'ont pas, dans la plupart des cas, une importance très grande.

Ces inconvénients sont les suivants :

1° Élasticité insuffisante de la puissance du moteur, qui ne peut varier que dans certaines limites, à moins d'accepter une assez forte réduction du rendement.

De là difficulté de fonctionner dans de bonnes conditions, pour les allures à puissance réduite.

Cet inconvénient, très réel pour les navires qui doivent marcher à des vitesses variables, comme les navires de guerre, est peu sensible pour les paquebots, qui marchent toujours à leur vitesse maxima, ou les cargo, dont la vitesse est réglée par des conditions économiques.

Il peut être écarté à peu près complètement par une bonne proportion des turbines pour la vitesse à réaliser en service courant.

2° Difficulté d'obtenir, avec des propulseurs de petit diamètre, une surface propulsive suffisante.

Cet inconvénient est très faible pour les petites ou les moyennes puissances, jusqu'à 7000^{chx} ou 8000^{chx}, et les navires à grande vitesse.

Il serait plus sérieux pour des navires de gros tonnage, et à très grande

vitesse, car il conduirait alors à multiplier le nombre des propulseurs, ce qui donnerait lieu à des aléas.

On peut estimer que cet inconvénient n'apparaîtrait sérieusement qu'avec des vitesses dépassant 35ⁿ, et un déplacement considérable.

3° Lenteur de l'arrêt et du renversement de marche, due à la vitesse de rotation des turbines.

Cet inconvénient est réel, si la puissance des turbines de marche arrière est insuffisante, surtout s'il s'agit de navires à grande vitesse, mais il disparaît à peu près complètement, si les turbines de marche arrière sont largement calculées. Il faut d'ailleurs remarquer que, pour la marche arrière, l'utilisation des propulseurs sera meilleure, ceux-ci fonctionnant dans de l'eau non troublée par le passage de la coque. Par suite, la puissance des turbines de marche arrière pourra toujours être inférieure à celle des turbines de marche avant.

L'arrêt et le renversement de marche peuvent se réaliser facilement avec un dispositif fermant l'arrivée de vapeur aux turbines de marche avant, et ouvrant celle aux turbines de marche arrière. La force élastique de la vapeur admise dans ces dernières forme alors frein élastique, et arrête promptement et sans secousse la rotation des turbines de marche avant, qui repartent alors à vide en sens inverse.

Il est donc de la plus haute importance que les dimensions des turbines de marche arrière soient déterminées suivant les conditions du service que doit faire le navire. C'est une question d'espèce à étudier pour chaque cas, et il ne faut pas hésiter à développer suffisamment les turbines de marche arrière, dût-on perdre un peu sur le poids du moteur.

L'application des turbines à la propulsion des navires paraît donc entrée, grâce aux heureuses applications réalisées par M. Parsons, dans une voie féconde en résultats.

S'il faut être prudent dans l'extension du système à des navires de fort tonnage et à très grande vitesse, en raison des problèmes secondaires qui peuvent se poser, il y a lieu d'espérer que, grâce à l'ardeur avec laquelle on étudie actuellement la question dans différents pays, les légers inconvénients seront rapidement écartés, et que, bientôt, les turbines, avec leur absence de vibrations si appréciée, se répandront de plus en plus dans toutes les classes de navires.

Paris, le 30 mars 1903.

APPENDICE.

Depuis la terminaison de ce mémoire, il s'est produit un certain nombre de faits, qu'il est intéressant de faire connaître.

C'est ainsi qu'un artifice d'installation a permis de remédier au manque d'élasticité des turbines pour de grandes variations de vitesse de marche, et de tourner la difficulté présentée par la marche à vitesse réduite, indispensable pour certaines classes de navires.

Cet artifice consiste dans l'adjonction d'une ou plusieurs turbines supplémentaires, de dimensions et de puissance de plus en plus réduites, qui peuvent successivement fonctionner comme turbines à haute pression, en recevant directement la vapeur vive des chaudières.

Cette adjonction permet, lorsqu'on veut réduire la vitesse au delà de ce qu'il est possible économiquement avec un système donné de turbines, de substituer à celui-ci un système de puissance moindre, composé d'une turbine d'admission plus petite, et de turbines de détente comprenant tout ou partie des turbines primitives.

Les turbines fonctionnent alors, comme précédemment, dans des conditions économiques satisfaisantes.

Si l'on suppose, par exemple, un navire à 36^{n} de vitesse maxima, mû par trois turbines HP, MP, BP, montées en série, et qu'on adjoigne à ce système deux turbines plus petites $\overline{HP}$ et $\overline{HP}$, de dimensions appropriées, et montées sur le prolongement des arbres des turbines MP et BP, on pourra approximativement réaliser la gradation de vitesse suivante :

1°	Au fonctionnement	en surcharge	des turbines	HP, MP, BP	30^{n} à 36
2°	»	normal	»	HP, MP, BP	25 à 30
3°	»	en surcharge	»	$\overline{HP}^{1}$, HP, MP, BP.....	20 à 25
4°	»	normal	»	$\overline{HP}^{1}$, HP, MP, BP.....	15 à 20
5°	»	en surcharge	»	$\overline{HP}^{2}$, $\overline{HP}^{1}$, HP, MP.....	10 à 15
6°	»	normal	»	$\overline{HP}^{2}$, $\overline{HP}^{1}$, HP, MP.....	5 à 10

Cette répartition peut évidemment varier avec les circonstances. On remarquera que, pour les faibles vitesses, les plus grandes turbines ne fournissent plus de travail, et ne servent plus que de passage à la vapeur se rendant au condenseur.

L'élasticité du moteur est donc, par cette disposition, très sensiblement augmentée, et l'emploi des machines alternatives pour les petites vitesses,

écarté sans grosse complication ou augmentation de poids, les turbines additionnelles étant de dimensions réduites.

Un autre fait à signaler est la commande, par la Marine Française, d'un torpilleur de mêmes dimensions que celui à turbines Parsons en construction dans les chantiers Normand, mais qui sera mû par trois turbines de 800^{chx} étudiées par la maison Bréguet.

Il sera très intéressant d'étudier les résultats comparatifs donnés par ces deux torpilleurs.

Enfin, le yacht à turbines *Emerald,* qui figure au tableau donné à la page 112 du mémoire, vient, malgré son faible déplacement et un temps assez mauvais, de traverser l'Atlantique dans de bonnes conditions. Comme on pouvait s'y attendre, il n'y a pas eu d'emballement d'hélice, malgré des émersions assez fréquentes.

Cette traversée fait donc bien ressortir un des avantages énumérés dans les conclusions du Mémoire.

D'autre part, il résulte de renseignements fournis tout récemment par M. Delaporte, Ingénieur, Directeur des Ateliers de la Maison Bréguet, que les dernières turbines De Laval, munies de nouveaux perfectionnements, ont réalisé, avec un vide de 68^{cm}, et sans surchauffe de vapeur, les consommations suivantes par cheval effectif :

	Pression à la valve :		
Type.	7^{kg}.	11^{kg}.	15^{kg}.
chx	kg	kg	kg
100	7,86	7,29	6,98
225	7,37	6,83	6,51
350	7,05	6,52	6,22

Ces chiffres correspondent sensiblement à des consommations de 5^{kg},5 à 7^{kg} par cheval indiqué, pour des machines alternatives.

M. Delaporte reconnaît d'ailleurs que, en raison de ses dispositions, la turbine De Laval n'est pas, en l'état actuel, apte à la propulsion des navires.

Il signale aussi que, dans les derniers types étudiés, la vitesse périphérique ne dépasse pas 372^{m}, et qu'à cette vitesse correspond une tension du métal de 11^{kg},35, calculée par la méthode indiquée (1) par M. Anspach, Professeur à l'Université de Bruxelles.

C'est sensiblement moins que ne donne la méthode ordinaire de calcul des volants, qui, d'après M. Delaporte, n'est pas applicable en l'espèce, en raison de la forme donnée au disque.

La formule indiquée par M. Anspach est la suivante :

$$\frac{Lx_c}{x_r} = \frac{3\Delta V^2}{8gR},$$

(1) *Revue universelle des Mines et de la Métallurgie,* juin 1890, p. 293

dans laquelle :

x_c est l'épaisseur du disque au centre,
x_r est l'épaisseur du disque au bord,
Δ la densité du métal,
V la vitesse tangentielle,
R le travail du métal par millimètre carré.

Cette formule tient, comme on le voit, compte dans une certaine mesure de la forme du disque.

Paris, le 8 mai 1903.

ÉTUDE

SUR

LA CONSOMMATION DES TURBINES A VAPEUR.

APPLICATION AUX NAVIRES A GRANDE VITESSE,

PAR M. BROSSER,
Ingénieur en chef de la Marine.

Cette question de la consommation de vapeur des turbines est très importante à considérer, dans l'application de ces machines à la propulsion des navires et à la conduite des dynamos.

Considérons, par exemple, le cas d'une turbine à un seul disque, genre de Laval ou Pelton, actionnant une dynamo à allure maintenue constante par le jeu d'un régulateur approprié.

Soient :

P_1, la pression de la vapeur d'admission;
t_1, la température correspondante;
P_2, la pression au condenseur;
t_2, la température correspondante;
V, la vitesse de la vapeur à la sortie des tuyères, donnée par la formule

$$V = 91^{m}\sqrt{t_1 - t_2};$$

γ, le poids spécifique du fluide à la sortie des tuyères;
s, la section totale des tuyères;
ρ, le rendement de la roue mobile;
U, la vitesse circonférentielle de la roue mobile.

Le poids de vapeur débité par seconde est $sV\gamma$, produisant un travail mécanique sur l'arbre $sV\gamma\frac{V^2}{2g}\rho$; la puissance en chevaux, transmise à la dynamo,

est $F = \frac{1}{75,2g} s V^3 \gamma \rho$, et la consommation par cheval-heure effectif

$$q = \frac{3600\, s V \gamma}{F} = \frac{5300000}{\rho V^2} = B \frac{s^{\frac{2}{3}} \gamma^{\frac{2}{3}}}{\rho^{\frac{1}{3}} F^{\frac{2}{3}}}.$$

Si le régulateur de vitesse agit par réduction de la section totale d'ouverture des tuyères, sans modifier P_1, la vitesse d'écoulement de la vapeur V, et par suite ρ restent constants théoriquement, et la consommation par cheval n'est affectée que par les pertes parasites, dont l'importance relative croît à mesure que la charge diminue.

Un tel système de réglage est évidemment le seul logique en l'espèce; malheureusement il est très difficile, sinon impossible, à réaliser dans la pratique, et l'on se borne généralement à étrangler la valve d'arrivée de vapeur pour réduire la pression P_1, en conservant s constant. Dans ces conditions la vitesse V diminue avec la charge, et la consommation par cheval augmente à peu près comme $\frac{1}{F^{\frac{2}{3}}}$ dans les limites où l'on peut considérer ρ et γ comme ne variant pas sensiblement. On trouve, par exemple, sur un turbo-alternateur Westinghouse de 2000 kw. les chiffres suivants extraits de l'*Iron Age* (octobre 1902) :

Puissance effective sur l'arbre.	Consommation de charbon par cheval effectif.	Produit $q \times F^{\frac{2}{3}}$.
kw	k	
1,998	0,580	90
1,371	0,690	86
718	1,030	85

et sur la turbine Parson's de 1000 kw. d'Eberfeld :

A pleine charge,	consommation de vapeur par cheval électrique	6,76 k
A $\frac{3}{4}$ charge,	»	6,79
A $\frac{1}{2}$ charge,	»	8,40

A pleine charge et à $\frac{3}{4}$ de charge, les résultats sont remarquables, tout à fait comparables à ceux des meilleures machines à piston; à $\frac{1}{2}$ charge la consommation est encore très satisfaisante, grâce à cette double coïncidence : 1° que le poids spécifique γ diminue quand on étrangle la vapeur; 2° que le rendement de la roue mobile, maximum pour $\frac{U}{V} = 0,5$ environ, augmente en général avec ce rapport, c'est-à-dire quand V ou la charge diminue dans les limites restreintes sus-indiquées. Dans l'application à la navigation, cette situation avantageuse des turbines ne se conserve malheureusement pas, parce que la puissance des machines sur les navires de guerre est susceptible de varier dans des limites considérables, de 1 à $\frac{1}{5}$ couramment, sur les bâti-

ments modernes à trois hélices, en même temps que la vitesse de régime passe de 1 à 0,6. On a alors entre la vitesse V de la vapeur et le nombre de tours de la turbine ou la vitesse v du navire (qui lui est proportionnelle) la relation fondamentale :

$$F = K v^3 = \frac{1}{75,2g} s V^3 \gamma \rho ; \qquad \text{d'où} \qquad V = v \sqrt[3]{\frac{K.75.2g}{s\gamma\rho}}.$$

Partant de la vitesse maximum du navire, pour laquelle la turbine est supposée établie, et consomme, par exemple, 6^{kg} de vapeur par cheval effectif, à $\frac{1}{2}$ vitesse la consommation sera d'environ 20^{kg}, alors que sur les machines ordinaires à triple expansion la consommation de charbon, par cheval indiqué, reste comprise entre $0^{kg},900$ et $0^{kg},600$, et que, de plus, sur ces machines, c'est à la vitesse ordinaire de route ($\frac{6}{10}$ de la vitesse maximum) que correspond le régime économique, circonstance éminemment favorable pour un bâtiment de guerre.

On voit donc par ces chiffres que la turbine, sur les navires, n'est pas un appareil souple, approprié comme l'est la machine alternative au cas le plus général où la puissance, l'allure et la pression sont susceptibles, les unes ou les autres, de varier dans les limites plus ou moins étendues. Une turbine n'est avantageuse que si elle marche à la même vitesse de régime, et autant que possible à sa charge normale; c'est là un point essentiel à considérer dans l'application à la navigation, et qui nous conduit à penser que les futurs navires à moteurs turbines devront être pourvus d'un certain nombre de ces appareils, actionnant autant de propulseurs distincts à régime fixe, et qu'on mettra en fonction suivant la puissance ou la vitesse à obtenir.

Dans cet ordre d'idées, M. Rateau a déjà indiqué (1) une combinaison, dans laquelle la machinerie d'un navire de guerre se composerait d'une machine centrale à pistons pour les allures réduites, et de deux turbines latérales pour les grandes vitesses.

La solution des croiseurs rapides de l'avenir est, croyons-nous, dans une combinaison de ce genre, qui se recommande par des avantages incontestables au point de vue du poids, du prix du premier établissement, de la protection, de la dépense de combustible, de la distance franchissable, de l'entretien, des vibrations, etc. Cette combinaison a seulement l'inconvénient (si c'en est un pour les navires de l'espèce) d'amoindrir les facultés d'évolution et de marche en arrière; car, dans notre pensée, nous renoncerions résolument à la disposition des turbines marchant dans les deux sens, à seule fin de simplifier la construction.

D'autre part, afin d'assurer la manœuvre du navire dans toutes les circonstances de mer, nous ferions la machine centrale à pistons plus puissante

(1) Voir *Bulletin de l'Association Technique Maritime*, n° 13, 1902.

que chacune des deux turbines latérales; on pourrait, par exemple, lui donner une puissance égale aux $\frac{2}{5}$ de la puissance totale, et la doter d'une hélice de mer à grande résistance relative, calculée en vue de la navigation par gros temps ou du remorquage. Cette machine centrale assurerait à elle seule la marche en arrière, en même temps qu'elle permettrait de soutenir une vitesse de route, ou les allures d'escadre, dans d'excellentes conditions économiques. De plus, étant bien protégée au centre du navire, elle permettrait de conserver une bonne allure (0,7 V), en cas de mise hors service des turbines latérales par envahissement de l'eau dans leurs compartiments ou autrement. Les turbines latérales (desservies par des chaudières express, à petits tubes et à tirage forcé) ne serviraient, concurremment avec la machine centrale (desservie par des chaudières à gros tubes et à tirage naturel), que pour les marches à grande vitesse et à 0,9 V; elles fonctionneraient alors à plein débit, très économiquement par conséquent (6^{kg} de vapeur par cheval effectif au lieu de 8). Pour un croiseur de 24000^{chx}, répartis comme suit :

1 Machine centrale à pistons	10000^{chx}
2 Turbines latérales, ensemble	14000^{chx}

l'économie de charbon réalisée à grande vitesse, du fait des turbines, peut être évaluée à $14000 \frac{8-6}{8} = 3500^{kg}$ par heure, avec des chaudières vaporisant 8^{l} à 150^{kg} par mètre carré de grille. A cette économie de combustible correspond une réduction de l'importance de l'appareil évaporatoire égale à $\frac{3500}{150} = 23^{m^2}$ de grille, soit une diminution de poids de 90 tonnes environ, et de prix d'au moins 200000^{f}. Ajouter à cela l'économie de poids, 280 tonneaux environ, et de prix, 600000^{f} au bas mot, résultant de l'installation des turbines, on arrive, en tenant compte de la diminution correspondante du déplacement du navire, au chiffre respectable de près d'un million en moins sur le prix actuel d'un grand croiseur. C'est une économie non négligeable dans un budget de la marine.

Malheureusement, cette question des turbines sur les navires se complique du problème des hélices multiples à grande vitesse, et ce problème est encore loin d'être résolu. Autrefois, du temps des machines extra-lentes, on faisait usage d'engrenages multiplicateurs pour actionner l'hélice; il n'est pas déraisonnable de penser qu'on sera peut-être amené, avec les turbines extra-rapides, à revenir à l'emploi d'organes du même genre, mais réducteurs, pour obtenir un bon rendement propulsif.

ÉTUDE SUR LES APPAREILS DE CONDENSATION

DES MACHINES MARINES,

PAR M. LELONG,
Ingénieur principal de la Marine.

Les appareils de condensation des machines marines comprennent un grand nombre d'organes délicats et encombrants, dont l'agencement exige des soins tout particuliers, pour obtenir un fonctionnement régulier, et un rendement satisfaisant.

Après une période de tâtonnements, au cours de laquelle on a dû apporter aux appareils des retouches nombreuses, l'expérience a fait connaître les précautions essentielles qu'il est nécessaire de prendre, et l'on est en mesure, actuellement, d'établir des installations fonctionnant bien du premier coup, ou tout au moins, n'exigeant, au cours des essais, que des retouches insignifiantes.

Néanmoins, cette question n'est pas de celles qu'on puisse considérer comme définitivement résolue. En effet, la nécessité d'installer des puissances considérables dans des emplacements limités, conduit à rechercher de plus en plus les proportions les plus judicieuses à établir entre les organes, de façon à ne consacrer à chacun que la part d'encombrement réellement utile. Enfin, il semble que d'importants perfectionnements soient encore possibles, en vue d'augmenter la sécurité du fonctionnement, de limiter les conséquences immédiates d'une avarie partielle et de diminuer le personnel en simplifiant la conduite.

Nous avons pensé qu'un examen critique des dispositions actuellement en usage pourrait être de quelque utilité, pour préciser l'état actuel de la question, et mettre en évidence les améliorations possibles.

C'est le but que nous essayerons de poursuivre dans cette étude sommaire.

L'objet des appareils de condensation étant, non seulement de récupérer l'eau contenue dans la vapeur, mais d'abaisser autant que possible la contre-pression au cylindre BP, il convient d'examiner, non seulement le rôle du

condenseur et des appareils qui en assurent le fonctionnement, mais aussi celui du tuyau d'évacuation et de la régulation du cylindre BP, dont l'effet, à ce point de vue, est souvent considérable.

1. — Influence du tuyau d'évacuation et de la régulation du cylindre BP.

Examinons d'abord l'influence du tuyau d'évacuation.

L'écoulement de la vapeur dans ce tuyau donne lieu à une perte de charge plus ou moins importante, par suite de la force vive que prend la vapeur, des changements de direction et de section, et du frottement. La détermination exacte de cette perte de charge exigerait la connaissance parfaite des lois d'écoulement de la vapeur. Or, c'est là une question fort complexe, qui n'est que partiellement résolue. En particulier, nous ne connaissons pas d'expériences précises, relatives à l'écoulement de la vapeur à une pression inférieure à la pression atmosphérique. Néanmoins, les résultats acquis dans les expériences faites à une pression plus élevée, paraissent avoir un caractère assez général, pour s'appliquer au cas que nous envisageons, avec une précision suffisante pour les besoins de la pratique.

Parmi ces résultats, l'un des plus importants est la limite de vitesse que prend la vapeur en se détendant dans un ajutage convergent ou cylindrique, tel qu'un tuyau d'échappement. Hugoniot a démontré, à propos des gaz, que cette limite est égale à la vitesse du son dans le milieu correspondant. M. Rateau a étendu cette remarque au cas de la vapeur d'eau, et l'a justifiée par des expériences concluantes.

Cette limite, pour le cas de la vapeur raréfiée, est un peu supérieure à 400^m. Nous obtiendrons une approximation suffisante en la supposant constante, et égale à 400^m.

Ce principe admis, l'écoulement de la vapeur donne lieu aux phénomènes suivants :

Soient p_0 la pression au condenseur, p_1 la pression dans la boîte à tiroir: la vapeur se détend progressivement dans le tuyau. Si le débit en poids I est suffisamment faible, cette détente se poursuit jusqu'à la pression p_0 et la vitesse à l'entrée du condenseur est égale à

$$V_0 = \frac{I}{S\gamma_0},$$

γ_0 étant le poids du mètre cube de vapeur pour la pression p_0.

Les choses se passent ainsi tant que la vitesse V_0 ne dépasse pas 400^m par seconde.

Pour les débits plus élevés, la détente s'arrête lorsque la vitesse atteint cette valeur de 400^m, et la pression statique correspondante p est celle qui correspond à la valeur du poids γ du mètre cube de vapeur, satisfaisant à

l'équation :

$$400 = \frac{I}{S\gamma}.$$

Pour les faibles pressions, on a approximativement :

$$\gamma = 0,65p,$$

d'où

$$p = \frac{I}{S \times 400 \times 0,65} = 0,0038 \frac{I}{S};$$

p pression en kilogrammes par centimètre carré;
I débit en kilogrammes par seconde;
S section du tuyau en mètres carrés.

A l'entrée dans le condenseur, la détente s'achève brusquement, mais le débit est indépendant de la pression qui règne dans le condenseur, tant que cette pression reste inférieure à $0,0038 \frac{I}{S}$. Donc, pour utiliser à la puissance maximum un vide de 70^{cm} de mercure, soit une contrepression d'environ $0^{kg},08$, on doit avoir :

$$\frac{I_m}{S} \leqq \frac{0,08}{0,0038},$$

$$S \geqq 0,047 I_m.$$

Cette condition était, en général, satisfaite dans les anciennes machines horizontales. Elle ne l'est plus dans les machines récentes. Dans ces dernières machines, la contrepression p dans le tuyau d'évacuation est d'environ 0,14, pour la puissance maximum (65^{cm} de mercure). Il est alors absolument inutile de chercher à obtenir au condenseur un vide plus élevé.

La contrepression $p = 0,0038 \frac{I}{S}$ est celle qui règne à l'extrémité du tuyau d'évacuation qui confine au condenseur. Lorsqu'on remonte vers le cylindre, cette pression s'accroît de la surcharge p' correspondant au frottement et aux coudes. Les expériences effectuées à Indret par MM. Garnier et Auscher ont montré que cette surcharge peut être calculée par la formule

$$p' = \frac{\gamma V^2}{2g \times 10000}\left(\frac{l}{d} \times 0,03 + \alpha\right);$$

l et d sont la longueur et le diamètre du tuyau exprimés en mètres.

$\frac{l}{d}0,03$ est un terme exprimant l'effet du frottement. En réalité ce terme exprime le double de la perte due au frottement; ce qui revient à prendre un coefficient de sécurité égal à 2.

α est un coefficient exprimant la perte due aux coudes et aux accidents divers, et dont la valeur approchée, qui est la même pour la vapeur que pour l'eau, se trouve dans tous les aide-mémoire.

On peut donc écrire :

$$p' = \frac{\gamma V^2}{2g \times 10000} \lambda',$$

λ' étant un coefficient constant pour un tuyau déterminé, et dépendant des formes et de la longueur de ce tuyau. p' peut également se mettre sous la forme :

$$p' = \frac{IV\lambda'}{S \times 196000}.$$

Si l'on néglige la diminution de la vitesse qui résulte de l'augmentation de la pression, et qu'on prenne partout $V = 400^m$,

$$p' = \frac{400\lambda'}{196000}\frac{I}{S} = 0,002\lambda'\frac{I}{S}.$$

On a ainsi pour la pression p_2 à l'extrémité du tuyau d'échappement qui confine à la boîte à tiroir :

$$p_2 = p + p' = (0,0038 + 0,002\lambda')\frac{I}{S} = \lambda\frac{I}{S}$$

en posant

$$\lambda = 0,0038 + 0,002\lambda'.$$

Pour déterminer la pression p_1 dans la boite à tiroir, il faudrait connaître la loi d'écoulement de la vapeur par un orifice cylindrique, tel que celui qui constitue l'entrée du tuyau. Nous ne connaissons pas d'expériences précises faites avec ce genre d'ajutage. Tout porte à croire qu'il donne lieu à une perte de charge moindre, mais différant peu de celle de l'orifice en mince paroi, pour lequel on possède des résultats certains observés par M. Rateau [1], et mis par M. Parenty [2] sous la forme commode :

$$(1) \qquad \frac{I}{S} = 130\sqrt{(p_1 - p_2)(p_1 + 2p_2)}.$$

Nous nous servirons de cette formule, qui nous donnera dans tous les cas des résultats approchés par excès.

On en déduit :

$$p_1 = \frac{-p_2 \pm \sqrt{p_2^2 + 4\left(2p_2^2 + \frac{I^2}{130^2 \times S^2}\right)}}{2}$$

ou, remplaçant p par $\frac{\lambda I}{S}$,

$$p_1 = \frac{I}{2S}\left[\sqrt{\lambda^2 + 4\left(2\lambda^2 + \frac{1}{130^2}\right)} - \lambda\right] = \mu\frac{I}{S},$$

μ étant un coefficient ne dépendant que des formes et de la longueur du tuyau.

---

(1) Voir *Annales des Mines*, 1re livraison 1902.
(2) Voir *Annales des Mines*, 11e livraison 1902.

La pression dans la boîte à tiroir est donc proportionnelle au débit de vapeur par unité de surface du tuyau d'échappement.

Le coefficient μ caractérise la résistance du tuyau. Sa valeur en fonction de λ est facile à calculer. Cherchons d'abord les limites entre lesquelles varie λ. Sa valeur minimum est $\lambda = 0,0038$, qui correspond au cas d'un tuyau droit très court.

Une augmentation de longueur de 1 diamètre accroît la valeur de λ de 0,00006.

Un coude brusque donne lieu à une augmentation de 0,002, et équivaut par conséquent à un accroissement de longueur de plus de 30 diamètres. Cette valeur peut être réduite de plus de moitié, par l'emploi de coudes très arrondis.

Un cas moyen assez fréquent dans la pratique est celui dans lequel on a trois coudes arrondis avec $\frac{l}{d} = 30$.

Enfin un cas extrêmement défavorable serait celui de trois coudes brusques avec le même rapport $\frac{l}{d} = 30$.

Les valeurs de λ correspondant à ces deux cas sont respectivement égales à 0,006 et 0,012.

Le tableau ci-dessous donne les valeurs correspondantes de μ et de $\frac{1}{\mu}$:

λ.	μ.	$\frac{1}{\mu}$.
0,0038	0,0078	128
0,006	0,0088	114
0,012	0,013	77

Dans la pratique, on est rarement obligé d'accepter une valeur de λ supérieure à 0,006.

En somme, l'aperçu qui précède suffit à montrer que, si l'on prend soin d'arrondir soigneusement les coudes, la résistance des tuyaux d'échappement varie assez peu avec la longueur. En partant de la valeur $\lambda = 0,006$, un accroissement de diamètre de un dixième compense un accroissement de longueur de plus de dix diamètres, en admettant le coefficient de frottement proposé par M. Auscher, et qui est systématiquement trop élevé.

Une vérification de cette remarque est fournie par les résultats des essais récents des grands bâtiments pourvus d'une chambre de condensation séparée, disposition qui a conduit à doubler la longueur du tuyautage d'évacuation par rapport aux installations précédentes.

Or les contrepressions constatées sont plutôt un peu moins fortes que sur les bâtiments précédents, en raison sans doute des précautions plus grandes que les constructeurs ont prises par ailleurs.

On peut déterminer expérimentalement le coefficient μ sur une machine en cours de fonctionnement, en mesurant la pression à la boîte à tiroir.

Malheureusement, cette mesure est délicate en raison du caractère intermittent du débit. La pression varie continuellement dans la boîte. C'est la pression moyenne en fonction du temps qu'il faudrait mesurer.

Les formules précédentes ne s'appliquent qu'au cas où la pression $p = 0{,}0038 \frac{I}{S}$ est supérieure à la pression p_0 régnant au condenseur.

Si p_0 s'élève au-dessus de p, la vitesse dans le tuyau d'échappement diminue, d'où une légère diminution de perte de charge, qui compense en partie l'accroissement de p. En négligeant la réduction de la perte due aux frottements et aux coudes, c'est-à-dire en admettant que l'accroissement de p_0 se reporte tout entier sur la pression p_2, l'accroissement de p_1 est relativement moindre, ainsi qu'on peut le voir en différentiant l'équation (1) :

On en déduit :

$$\frac{dp_1}{dp_2} = \frac{4p_0 - p_1}{2p_1 + p_2}.$$

Le deuxième membre est inférieur à l'unité pour $p_1 > p_2$. Il est d'autant plus faible que le rapport $\frac{p_1}{p_2}$ est plus grand. Les valeurs élevées du vide au condenseur n'exercent donc une action appréciable sur la contrepression du cylindre BP, que si le tuyau d'échappement est peu résistant. Avec les proportions usuelles des tuyaux d'échappement sur les machines modernes de grande puissance, la contrepression au condenseur ne paraît exercer d'action vraiment sensible à la puissance maximum, que si le vide tombe au-dessous de 60^{cm} de mercure.

Lorsqu'on réduit la puissance, la perte de charge due au tuyau d'échappement diminue d'abord proportionnellement au débit de vapeur, puis suivant une loi plus rapide, lorsque la vitesse devient inférieure à 400^{m}. Pratiquement, au tiers de la puissance maximum, la perte due au tuyau d'évacuation devient insignifiante. On peut alors efficacement maintenir le vide à une valeur élevée. En somme, c'est surtout aux faibles puissances qu'il convient de chercher à réaliser un vide aussi parfait que possible au condenseur.

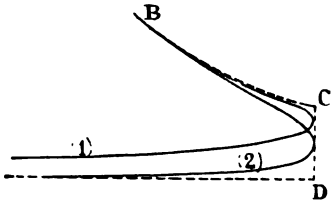
Examinons maintenant l'influence de la régulation du cylindre BP.

La régulation d'un cylindre doit être déterminée de manière à satisfaire à deux conditions bien distinctes : réaliser le meilleur rendement thermique possible, et assurer un bon fonctionnement mécanique. Nous ne nous occuperons ici que de la portion de la régulation relative à l'échappement.

La détente étant toujours incomplète dans le cylindre BP, on peut considérer que l'échappement se fait normalement en deux temps. D'abord le piston restant sensiblement immobile, la vapeur, qui possède au moment de l'ouverture de l'orifice un excès de pression, se précipite en bouffée dans la boite à tiroir, jusqu'à ce que l'équilibre de pression soit à peu près établi ; puis la vapeur restant dans le cylindre est chassée par le piston pendant la course de retour. La durée de la première opération dépend de la rapidité

d'ouverture des orifices; celle de la seconde ne dépend que de la vitesse de piston. Dans une machine idéale, où le premier phénomène aurait lieu instantanément, le diagramme affecterait la forme BCD (*fig.* 1).

Fig. 1.



En réalité, le débit est progressif, et la courbe présente des configurations telles que (1) et (2) (*fig.* 1), suivant que les orifices ouvrent plus ou moins rapidement.

Il importe évidemment, au point de vue économique, d'abaisser le plus rapidement possible la pression dans le cylindre; l'avance à l'évacuation doit avoir une valeur relativement élevée (43° environ), et la vitesse du tiroir au début de l'ouverture doit être aussi grande que possible. Les recouvrements à l'évacuation doivent toujours être choisis très faibles. On ne peut que recommander à ce point de vue la règle suivie par un des principaux constructeurs fournissant la marine militaire, et qui consiste à donner systématiquement une valeur nulle aux recouvrements à l'évacuation. Le tiroir possède alors une vitesse voisine de son maximum au moment de l'ouverture, et cela pour toutes les valeurs de l'introduction; car la position mi-course du tiroir reste en général à peu près invariable pour toutes les introductions. Avec un recouvrement positif, il est évident que la rapidité d'ouverture diminue avec l'introduction, avec les systèmes de distribution en usage, qui donnent tous lieu à une réduction de course lorsqu'on réduit l'introduction.

Si l'on se propose de réaliser, pour deux machines différentes, une chute de pression relativement aussi rapide, on remarquera que la section d'orifice découverte, pour une même position de la manivelle motrice, doit être proportionnelle au poids de vapeur contenu dans le cylindre, et au nombre de tours. D'autre part, la même section d'orifice découverte est proportionnelle à la course c du tiroir et à la longueur l des orifices. Le poids de vapeur contenu dans le cylindre est sensiblement proportionnel au produit pz de la pression p, au moment de l'ouverture de l'orifice, par le volume z du cylindre. Le coefficient de proportionnalité auquel il convient de donner la même valeur pour les deux machines est donc :

$$\alpha' = \frac{cl}{Npz}$$

ou

$$\alpha = \frac{cl}{F};$$

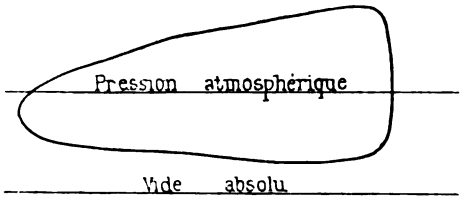
en remarquant que Npz est sensiblement proportionnel à la puissance indiquée F de la machine. Dans ces conditions, l'avance angulaire à l'évacuation doit être la même pour les deux machines.

Si l'on est conduit à prendre pour le coefficient α une valeur un peu plus faible, on pourra en compenser l'effet par une légère augmentation de l'avance à l'évacuation.

On pourrait se proposer de déterminer *a priori* la loi exacte de décroissance de la pression, et par suite la forme même du diagramme dans une machine dont tous les éléments sont connus. C'est là un problème qui ne paraît pas insurmontable, mais qui est nécessairement compliqué, si l'on veut tenir compte de toutes les influences en jeu, et dont les principales sont : les dimensions des orifices du tiroir, la capacité de la boîte à tiroir et la résistance du tuyau d'évacuation. Pratiquement, il suffit de connaître la valeur relative de ces influences, et de pouvoir évaluer approximativement la contre-pression moyenne pendant l'échappement. Dans ce but, nous avons résolu sur un exemple le problème inverse du précédent : *Étant donné un diagramme relevé sur une machine, déterminer les valeurs successives de la pression dans la boîte à tiroir, et le poids de vapeur qui s'écoule à chaque instant.*

Le diagramme que nous avons choisi, et qui est représenté sur la figure 2, a été relevé à l'essai à toute puissance du *Montcalm*.

Fig. 2.



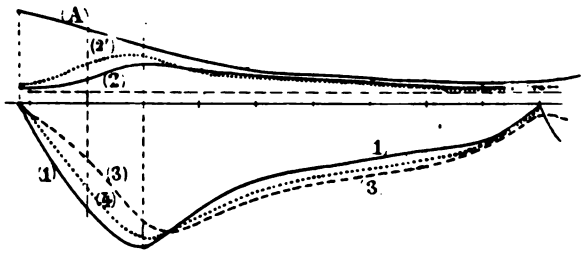
Après avoir développé ce diagramme en fonction des angles de la manivelle [courbe A (*fig.* 3)], nous avons déduit directement, des variations successives du poids de fluide contenu dans le cylindre, la courbe (1) qui représente les vitesses de débit à travers l'orifice du tiroir [1].

Connaissant, d'autre part, à chaque instant, la section d'orifice découverte du tiroir, nous avons déterminé la vitesse d'écoulement et, par l'application de la formule d'écoulement à travers un orifice en mince paroi, nous pouvons en conclure la pression qui doit régner dans la boîte à tiroir pour donner lieu à cette vitesse. Nous obtenons ainsi la courbe (2). Enfin, de la pression qui

[1] La détermination de cette courbe présente une certaine indécision, comme il arrive pour toutes les courbes tracées par différentiation. De plus, il règne une certaine incertitude sur le poids de fluide vaporisé par les parois pendant l'évacuation. Néanmoins le tracé paraît encore suffisamment exact pour mettre en évidence les remarques que nous avons en vue.

ègne dans la boîte à tiroir, nous pouvons déduire la vitesse d'écoulement lans le tuyau d'évacuation (courbe 3). L'aire de la courbe 3 doit être égale ı l'aire de la courbe (1). Cette condition nous permet de déterminer le coeffi-

Fig. 3.



cient μ de résistance du tuyau d'évacuation. On trouve ainsi $\mu = 120$. Or ce tuyau porte trois coudes arrondis, et la longueur est égale à environ 26 diamètres.

Les formules précédentes (*voir* p. 170) donneraient donc à peu près $\lambda = 0{,}006$, et $\frac{1}{\mu} = 114$. La vérification est donc satisfaisante, surtout si nous tenons compte de ce que les formules employées donnent systématiquement une erreur par excès de résistance.

Les courbes de la figure 3 permettent d'apprécier l'influence de la capacité de la boîte à tiroir, qui constitue un réservoir régulateur de pression.

Si cette capacité était nulle, les deux courbes (1) et (3) se confondraient suivant une courbe intermédiaire telle que (4).

La courbe (2) deviendrait (2'). Les oscillations de pression dans la boîte à tiroir seraient plus accentuées. L'évacuation étant ainsi retardée à son début, la contrepression moyenne se trouverait nécessairement augmentée.

Il est donc bon de donner à la capacité d'échappement de la boîte à tiroir une valeur aussi grande que le permet l'encombrement disponible.

On produira un effet analogue à un agrandissement de la boîte à tiroir, en diminuant les recouvrements à l'évacuation du tiroir, de manière à régulariser le débit, qui subit même une interruption complète lorsque les recouvrements sont positifs.

On peut ainsi, en partant des courbes de la figure 3, apprécier l'influence d'un changement quelconque des éléments de la question.

Cherchons maintenant à déterminer une limite supérieure de la contrepression moyenne pendant l'évacuation.

Si l'on trace, d'après la courbe (2), la courbe des pressions dans la boîte à tiroir en fonction des positions du piston, on obtient la courbe *ab* (*fig.* 4).

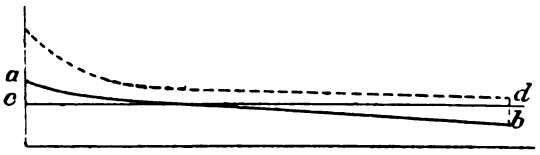
L'ordonnée moyenne de cette courbe est un peu inférieure à celle de la courbe (2) (*fig.* 3); car les ordonnées les plus grandes de cette dernière courbe sont celles dont l'abscisse subit dans la transformation la plus forte

réduction. On attribuera donc à la contrepression due au tuyau d'échappement une valeur approchée par excès, en lui substituant une horizontale *cd*, dont l'ordonnée soit égale à la pression moyenne dans la boîte à tiroir; soit

$$p_1 = \mu \frac{I}{S}.$$

La droite *cd* peut donc être tracée *a priori*. Si, d'autre part, on néglige l'effet régulateur de la capacité de la boîte à tiroir, on peut, en partant de la

Fig. 4.



droite *cd*, et connaissant les sections d'orifices du tiroir découvertes, déterminer les valeurs successives de la pression dans le cylindre.

En effet, soient x la pression dans le cylindre; S_1 la section d'orifice du tiroir; S la section du tuyau d'évacuation.

On aura, en écrivant que le débit est le même dans ces deux sections :

$$130 S_1 \sqrt{(x - p_1)(x + 2p_1)} = \frac{S p_1}{\mu},$$

d'où

$$x^2 + p_1 x - (m^2 + 2) p_1^2 = 0,$$

en posant

$$m = \frac{S}{130 \mu S_1},$$

$$\frac{x}{p_1} = \frac{\sqrt{9 + 4m^2} - 1}{2}.$$

Connaissant m, on déduit de cette équation la valeur de x.

Dans la plupart des machines récentes, on donne à l'orifice du tiroir la même section qu'au tuyau d'échappement, et cet orifice reste ouvert en grand pendant le moitié au moins de la course de retour du piston.

On a dans ce cas

$$m = \frac{1}{130 \mu}.$$

Or une légère variation de μ influe peu sur la valeur de $\frac{x}{p_1}$.

Faisons

$$\frac{1}{\mu} = 114;$$

alors

$$m = 0,88,$$

$$x = 1,24 p_1 = \frac{1,24 I}{S}.$$

Cette valeur de x fournit donc une limite supérieure de la contrepression moyenne pendant l'échappement.

Dans certaines machines à régulation étranglée, l'orifice n'est entièrement découvert qu'à l'extrémité de course du tiroir. La valeur de m varie à chaque instant; on obtiendra donc une série de valeurs de x, dont la moyenne fournira la limite cherchée. La contrepression peut atteindre dans ce cas une valeur beaucoup plus élevée que dans le cas précédent.

Conclusions pratiques. — Il résulte de ce que nous avons vu plus haut que pour obtenir une même valeur de la dépression, en négligeant l'influence du frottement et des coudes, il faut proportionner la section du tuyau d'échappement au débit de vapeur, ou, ce qui revient à peu près au même, à la puissance de la machine. Cette dernière règle est à la fois plus simple et plus exacte que celle qui est habituellement suivie, et qui consiste à prendre comme base le volume décrit par seconde par le piston du cylindre BP. Le quotient de ce volume par la section représenterait la vitesse d'écoulement du fluide travaillant dans la machine, si ce fluide était incompressible. C'est cette vitesse qu'on se donne *a priori,* et qu'on prend en général égale à 45^m environ.

Cette règle conduit à prendre pour une même puissance une section d'évacuation d'autant plus faible, que la détente est moins poussée, ou que la pression initiale est plus élevée, ce qui n'a rien de logique.

Aussi, n'est-il pas surprenant qu'on ait ainsi provoqué dans les machines modernes des contrepressions notablement supérieures à celles des anciennes machines, pour lesquelles le rapport à la puissance indiquée du volume décrit par seconde par le piston BP était sensiblement plus élevé.

En ce qui concerne la section des orifices du cylindre BP, il n'est pas non plus absolument rationnel de prendre exactement la même valeur que pour le tuyau d'échappement. Toutes les fois que les circonstances permettent de donner à cette section une valeur plus grande, il y a tout intérêt à l'adopter. Cependant il faut reconnaître qu'avec les proportions couramment admises pour les tuyaux d'échappement, l'adoption d'un orifice de tiroir plus grand procurerait un bénéfice assez faible. Dans tous les cas, il importe que cet orifice, s'il est égal au tuyau d'échappement, soit ouvert en grand dès le début de la course de retour du piston. Les dispositions les plus recommandables à cet égard consistent à adopter une avance à l'évacuation d'au moins 40°, des recouvrements très faibles à l'évacuation, et de déterminer la course c du tiroir et la longueur l des orifices de manière à satisfaire approximativement à la condition

$$\frac{F}{cl} = 8000.$$

Ces conditions sont remplies pour un assez grand nombre de machines de

puissance et de vitesse variables, de telle sorte qu'il semble qu'elles soient toujours compatibles avec les autres conditions auxquelles doit satisfaire la régulation du cylindre BP.

Si l'on ne peut y satisfaire, il en résulte une augmentation plus ou moins grande de la contrepression, et par suite une réduction de la surface du diagramme.

Toutefois, la perte économique est en général sensiblement moindre que celle qui correspond à cette réduction du diagramme; car la perte due à l'espace mort et aux actions des parois diminue, quand la contrepression augmente.

Il est d'ailleurs arrivé que des machines, ayant à la puissance maximum une très forte contrepression, ont donné des chiffres de consommation tout aussi satisfaisants, que d'autres machines mieux établies à cet égard. Ce fait prouve, non pas qu'il soit indifférent, au point de vue économique, de réduire autant que possible les contrepressions, mais que la perte qu'on risque ainsi d'éprouver est assez faible pour être masquée par une erreur normale de mesure, ou par d'autres améliorations de détail apportées à la même machine.

En résumé, nous sommes d'avis qu'il est bon de réduire autant que possible les contrepressions aux grands cylindres; mais que les avantages à escompter à ce point de vue sont trop faibles, pour qu'on doive accepter dans ce but des dispositions susceptibles de diminuer le moins du monde la sécurité de fonctionnement, ou de compliquer le service de la machine.

2. Condenseur.

Dans tous les systèmes de condenseurs employés par la Marine militaire Française, la surface réfrigérante est constituée par un faisceau de tubes droits parallèles, maintenus entre deux plaques également parallèles. L'eau de circulation passe à l'intérieur des tubes. Il existe quelques modèles employés surtout dans la Marine de commerce et à l'étranger, et dans lesquels l'eau circule autour des tubes. La première disposition paraît plus rationnelle. D'abord elle exige un poids d'eau moindre à l'intérieur du condenseur, car le volume intérieur des tubes est moins grand que le volume extérieur; en outre elle est plus favorable à la transmission de la chaleur, car la résistance qu'éprouve cette transmission dans les circonstances normales provient surtout de l'échange entre la paroi des tubes et l'eau; il importe donc d'activer cet échange, en imposant à l'eau une vitesse de circulation régulière, ce qui n'est possible qu'en la canalisant à l'intérieur des tubes.

La puissance du condenseur, c'est-à-dire le poids de vapeur que l'appareil peut condenser par unité de temps, est proportionnelle à la surface réfrigérante, et à la valeur du coefficient de transmission de la chaleur.

Elle dépend également de l'excès de température qu'on accepte entre le condenseur et l'eau de circulation.

Les circonstances du fonctionnement sont régies par les deux équations suivantes :

Soient :

P le poids d'eau de circulation traversant l'appareil pendant 1 heure;
t_0, t_1 les températures d'entrée et de sortie de cette eau de circulation;
q le nombre de calories à absorber par heure.

On a évidemment :

$$q = P(t_1 - t_0), \tag{1}$$

Soit, d'autre part, t_c, la température du condenseur, qu'on peut supposer constante en tous les points, car les différences de pression sont négligeables.

Considérons un élément de tube de rayon r et de longueur dl; la quantité de chaleur dq qui traverse cet élément en une heure est égale à

$$dq = M \times 2\pi r dl(t_c - t)$$

t la température de l'eau à l'intérieur de l'élément;
M coefficient de transmission.

En écrivant d'autre part que cette même quantité de chaleur est emportée par l'eau de circulation, dont elle élève la température d'une quantité dt, on a :

$$dq = 3600\pi r^2 V dt$$

V vitesse de l'eau de circulation en mètres par seconde, d'où :

$$M \times 2\pi r(t_c - t)dl = 3600 \times \pi r^2 V dt.$$

Soient

l la longueur d'un tube;
n le nombre de tubes compris dans chaque parcours;
N le nombre de parcours;
S la surface réfrigérante.

On a, en remarquant que :

$$S = 2\pi r n N l,$$

$$P = \pi r^2 n V,$$

$$\frac{dt}{t_c - t} = \frac{MS}{3600 P N l} dl.$$

Si les tubes sont parfaitement propres, et si le condenseur ne renferme qu'une proportion d'air insignifiante, le coefficient de convection de la vapeur au contact des tubes peut être considéré comme infini. Il en est de même du coefficient de transmission à travers le métal, si, comme il arrive toujours, les parois des tubes sont suffisamment minces.

Dans ces conditions, M se réduit au coefficient de convection entre la paroi des tubes et l'eau de circulation. Or il résulte des expériences de Ser [1] que ce coefficient est représenté avec une approximation suffisante par l'expression $4500\sqrt{V}$.

L'équation précédente peut donc s'écrire :

$$\frac{dt}{t_c - t} = \frac{1,25 S\sqrt{V}}{PNl}\, dl.$$

Si l'on admet que la vitesse est constante, on a en intégrant depuis l'entrée jusqu'à la sortie de l'eau du condenseur :

$$(2) \qquad \log \text{nep} \frac{t_c - t_0}{t_c - t_1} = \frac{1,25 S\sqrt{V}}{P}$$

t_c décroît lorsque l'expression $\frac{t_c - t_0}{t_c - t_1}$ croît.

La contrepression au condenseur sera donc d'autant plus faible, que, pour une même valeur du rapport $\frac{P}{S}$, la valeur de V sera plus grande, c'est-à-dire que, pour un diamètre des tubes déterminé, la longueur de tube Nl parcourue par l'eau sera plus grande.

On a, en effet :

$$V = \frac{P}{\pi r^2 n} = \frac{2PNl}{S}.$$

Il résulte de la relation $M = 4500\sqrt{V}$ qu'il y a le plus grand intérêt à égaliser le mieux possible la vitesse de circulation de l'eau dans tous les tubes.

En effet, soient V′ et V″ les vitesses de l'eau dans deux tubes.

La quantité de chaleur transmise sera proportionnelle à $(\sqrt{V'} + \sqrt{V''})$.

Or :

$$(\sqrt{V'} + \sqrt{V''})^2 = V' + V'' + 2\sqrt{V'V''}.$$

La somme $V' + V''$ est constante, si l'on admet que le débit total ne varie pas; donc $\sqrt{V'} + \sqrt{V''}$ sera maximum en même temps que $\sqrt{V'V''}$, c'est-à-dire lorsqu'on aura :

$$V' = V''.$$

La régularité de vitesse dépend de la disposition de l'arrivée d'eau aux coquilles, et du nombre de tubes compris dans chaque parcours. Plus ce nombre est restreint, plus il est facile d'obtenir une circulation régulière, et plus la vitesse elle-même est grande. A ce point de vue encore, le coefficient de transmission augmente avec le nombre des parcours.

Pratiquement, on choisit le nombre des parcours d'après la longueur des

---

[1] *Voir* Ser, *Traité de Physique industrielle*, t. I, p. 161.

tubes, de façon que l'eau parcoure une longueur totale variant de 5^m à 8^m. La vitesse de l'eau dans les tubes, à la puissance maximum, varie dans ces conditions de $1^m,50$ à $2^m,50$, suivant la proportion adoptée pour la surface réfrigérante.

La formule (2) montre que, pour obtenir un même régime de température, on doit proportionner la surface réfrigérante au poids d'eau de circulation, c'est-à-dire, en vertu de l'équation (1), à la puissance indiquée F de la machine.

Dans les anciennes machines, les valeurs de S variaient de $0^{m^2},12$ à $0^{m^2},15$ par cheval. Sur les machines récentes, on ne dépasse pas $0^{m^2},10$. On est même descendu à $0^{m^2},07$, en maintenant un vide de 65^{cm} de mercure à la puissance maximum.

En appliquant à ce dernier cas les formules (1) et (2), et en admettant $t_0 = 15°$, on trouve

$$t_1 = 31°, \qquad \frac{P}{F} = 0^{m^2},240, \qquad V = 2^m,50.$$

Ces conditions sont tout à fait normales, et montrent qu'avec une vitesse d'eau régulière et relativement assez élevée dans les tubes, on peut faire rendre à la surface réfrigérante toute son efficacité. Néanmoins nous ne croyons pas recommandable d'abaisser la surface réfrigérante au-dessous de $0^{m^2},08$ par cheval, à moins de disposer de pompes de circulation très puissantes; car le coefficient de transmission $M = 4500\sqrt{V}$, que nous avons admis, suppose le condenseur complètement privé d'air, et parfaitement propre. La valeur moyenne de M s'abaisse donc nécessairement en service. Dans le cas de l'exemple précédent, il suffirait que M s'abaissât de moitié, pour que la température du condenseur s'élevât de 54° à 85°; le poids d'eau de circulation restant le même.

La surface réfrigérante par cheval est le coefficient qu'on se donne *a priori*, et qui sert à déterminer les dimensions du faisceau tubulaire, et la configuration générale de la caisse contenant les tubes.

Les tubes sont en général disposés en quinconce. Pour assurer la circulation de la vapeur entre eux, on leur donne un écartement d'axe en axe d'environ 1 diamètre et demi.

Ces dispositions admises, il est clair que la surface réfrigérante qu'on peut loger par mètre cube d'encombrement est inversement proportionnelle au diamètre des tubes. Il y a donc avantage, en principe, à choisir des tubes de petit diamètre. Toutefois on est limité dans cette voie par les dangers d'encrassement, et par la nécessité de conserver aux tubes une rigidité suffisante. Il existe dans la Marine militaire Française deux types réglementaires: 16^{mm} et 20^{mm} de diamètre extérieur, épaisseur 1^{mm}. En raison de la nécessité de réduire autant que possible l'encombrement, l'emploi du tube de 16^{mm} se généralise de plus en plus. Les surfaces réfrigérantes par mètre cube d'en-

combrement correspondant à ces deux dimensions de tube seraient respectivement de 105^{m^2} et 83^{m^2}, avec l'écartement d'axe en axe de 1 diamètre et demi. Mais en tenant compte du passage des armatures, de l'intervalle vide à ménager en face du tuyau d'arrivée de vapeur, les surfaces réfrigérantes par mètre cube d'encombrement total du condenseur n'excèdent pas 68^{m^2} et 55^{m^2}.

Les longueurs des tubes varient entre des limites très étendues, de $1^m,50$ environ à 5^m. On obtient ainsi, suivant la nature de l'encombrement disponible, des condenseurs étroits et longs, ou gros et courts.

Ces deux formes ne sont pas équivalentes. Les tubes longs fouettent sous l'action de la vapeur, ils fatiguent beaucoup plus que les tubes courts; leurs emmanchements dans les plaques ont plus de tendance à fuir. Il est nécessaire de soutenir ces tubes par des plaques intermédiaires perforées, dont la distance ne doit pas excéder 2^m. Mais, en raison du jeu qui existe nécessairement entre les tubes et ces plaques, la sécurité est moindre avec des tubes longs ainsi soutenus, qu'avec des tubes dont la longueur totale n'excède pas 2^m. En somme, on doit, à notre avis, donner franchement la préférence aux condenseurs gros et courts.

Dans tous les cas, il est indispensable d'amortir, par un masque percé de trous placé au débouché du tuyau d'échappement, la force vive relativement considérable que possède la vapeur à son entrée dans le condenseur. Lorsque ce masque est installé avec précaution, il diffuse les veines fluides de manière a les empêcher de heurter violemment les tubes, sans donner lieu à une perte de charge supplémentaire. Il suffit pour cela soit que le masque soit situé à une certaine profondeur à l'intérieur du condenseur (*fig.* 5), soit que le

Fig. 5.

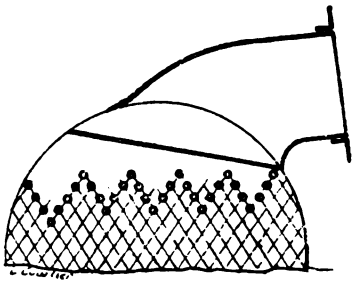
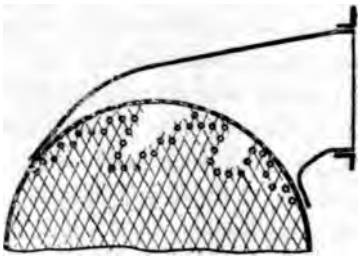


Fig. 6.



tuyau d'échappement s'épanouisse largement à son aboutissement au condenseur (*fig.* 6).

Enfin, malgré la présence du masque, il est bon de constituer les rangées les plus exposées au choc de la vapeur par des tubes de 2^{mm} d'épaisseur. L'accroissement de rigidité augmente beaucoup la sécurité du joint.

Il existe plusieurs procédés pour assurer la tenue des tubes dans les plaques. Le seul employé par les grands bâtiments de la Marine militaire Française est le presse-étoupes bien connu, entourant chaque tube, vissé

dans la plaque à tube, et qu'on garnit le plus souvent d'une tresse de chanvre trempée dans l'huile de lin. Ce système paraît être celui qui donne les meilleures garanties, à la condition que les tubes soient suffisamment rigides. Il présente dans tous les cas l'avantage d'être facile à étancher.

L'étanchéité des condenseurs présente un intérêt capital sur les bâtiments modernes, dont les chaudières ne peuvent supporter sans dommages les rentrées d'eau de mer même faibles. Aussi est-il essentiel que les dispositions prises permettent de réparer en un temps aussi court que possible les fuites accidentelles provenant de la rupture d'un tube ou de l'insuffisance d'un joint. Le démontage des coquilles pour permettre l'accès aux joints est une opération trop longue, même lorsqu'elle n'entraîne pas de démontage de tuyautage. Il est nécessaire de pratiquer dans les coquilles des portes de visite offrant un passage suffisant pour tamponner ou serrer le joint d'un tube quelconque, tout en ayant des dimensions assez restreintes pour que le démontage en soit facile et rapide. L'expérience prouve que ces deux conditions sont facilement compatibles.

Pour reconnaître l'origine de la fuite constatée, on remplit le condenseur d'eau. Cette opération doit pouvoir elle-même être effectuée rapidement. Or la capacité à remplir peut dépasser 8^{m^3}.

La solution la plus recommandable nous paraît être de mettre le condenseur en relation avec le collecteur d'incendie par un raccord mobile, qu'on enlèverait en temps normal, afin de ne pas risquer de provoquer une rentrée d'eau de mer intempestive. On pourrait ainsi, à l'aide d'une pompe de service, remplir un grand condenseur en moins de 20 minutes. Si, d'une manière générale, les dispositions sont bien prises, la réparation d'une fuite à un condenseur ne doit pas rendre l'appareil indisponible pendant plus d'une heure.

3. Pompe à air.

De tous les appareils de condensation, la pompe à air est certainement le plus délicat; non pas, comme on l'a dit quelquefois, parce que cette pompe puise à la fois de l'eau et de l'air, mais surtout parce qu'elle aspire à une pression extrêmement faible, voisine du vide absolu. Le modèle de pompe à air exclusivement employé sur les machines modernes est la pompe verticale à simple effet, comportant trois rangées de clapets (*fig.* 7). Pour se rendre compte du fonctionnement de cette pompe, il est commode de se servir du diagramme des pressions en fonction des volumes décrits par le piston, comme pour l'étude des machines à vapeur.

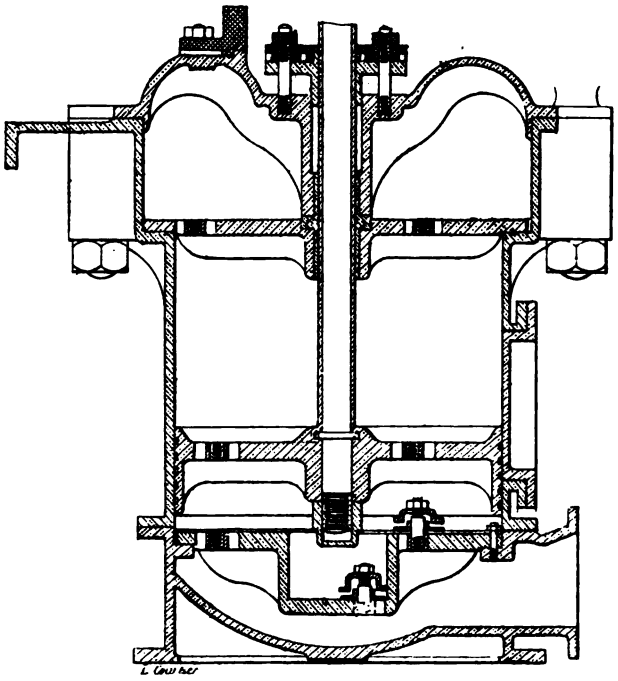
La configuration théorique de ce diagramme est représentée sur la figure 8.

Examinons d'abord ce qui se passe dans le compartiment inférieur.

Pendant la course ascendante, il se produit une dépression sous le piston, les clapets de pied se soulèvent, le corps se remplit, la pression reste sensi-

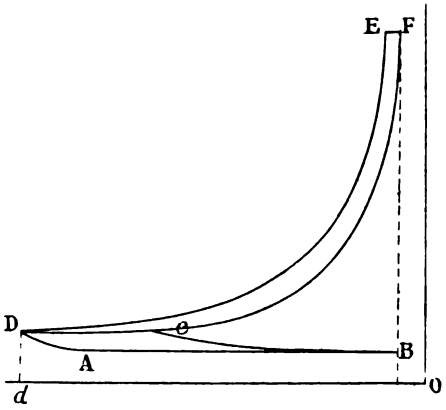
blement constante (ligne AB). Pendant la course descendante, les gaz sont comprimés, la pression monte progressivement suivant B*c* jusqu'à ce qu'elle

Fig. 7.



atteigne la pression régnant au-dessus du piston; à ce moment, les clapets du piston se soulèvent, le fluide est transvasé, sa pression reste sensiblement constante (ligne *c*D).

Fig. 8.



Examinons maintenant ce qui se passe dans le compartiment supérieur. Au commencement de la course ascendante, la pression est D*d*; lorsque le

piston s'élève, les gaz sont comprimés, la pression monte progressivement suivant DE, jusqu'à ce qu'elle atteigne la valeur de la pression qui s'exerce extérieurement sur les clapets de tête, et qui est égale à la pression atmosphérique augmentée de la charge d'eau déposée sur ces clapets. De E en F, les clapets de refoulement s'ouvrent, l'eau et les gaz sont évacués.

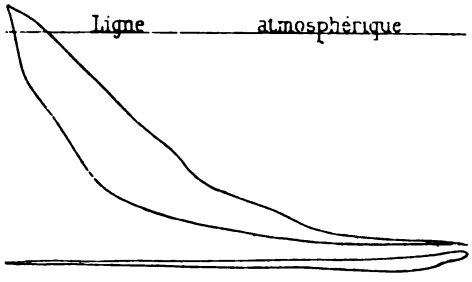
Pendant la course descendante, les gaz restant dans le corps de pompe se détendent, la pression tombe progressivement jusqu'en *c*, point à partir duquel les clapets du piston se soulèvent, et la pression reste stationnaire.

Les courbes de compression et de détente sont des hyperboles ayant pour asymptotes l'axe des pressions nulles, et l'ordonnée correspondant au volume du cylindre, en y comprenant la fraction de l'espace mort non rempli d'eau.

En effet, le fluide sur lequel agit le piston est un mélange d'eau, de vapeur d'eau et d'air. La chaleur dégagée par la compression ou la détente est absorbée par l'eau, qui existe en quantité suffisante, pour que la température de la masse puisse être considérée comme constante. Par suite, la tension de la vapeur d'eau reste également constante. Les courbes de détente et de compression sont donc les hyperboles relatives aux variations isothermiques de volume et de pression de l'air.

La configuration du diagramme peut se modifier suivant la proportion qui existe entre le volume d'eau et le volume d'air aspiré. Dans les circonstances normales, la proportion d'eau est extrêmement faible avec les dimensions usuelles des corps de pompe. Elle n'atteint pas le $\frac{1}{20}$ du volume engendré par le piston de la pompe, en supposant même un tube de condenseur crevé. Aussi les diagrammes relevés présentent-ils en général une silhouette analogue à celle du diagramme type précédent. La figure 9 représente d'ailleurs

Fig. 9.



un de ces diagrammes, que nous avons relevé au cours des essais du *Carnot*. Le refoulement de l'eau passe presque inaperçu, et le seul phénomène mis franchement en évidence est la compression de l'air, compression considérable; la pression finale atteignant jusqu'à 100 fois la pression initiale, lorsque le vide atteint 70^{cm} de mercure.

La proportion d'eau aspirée par la pompe à chaque coup de piston ne reste faible, qu'à la condition bien entendu que le débit soit régulier. Si l'on prend les précautions nécessaires pour qu'il en soit ainsi, cette proportion d'eau,

loin de nuire au fonctionnement de l'appareil, améliore les conditions d'aspiration de l'air.

D'abord l'eau absorbe la chaleur dégagée par la compression de l'air. Cette chaleur serait suffisante pour élever d'une façon appréciable la température du corps de pompe, ainsi qu'on le constate expérimentalement en faisant fonctionner la pompe à air lorsque la machine principale est stoppée.

D'autre part, l'eau remplit les espaces morts de la pompe, qui sont relativement considérables, et qui, s'ils étaient vides, diminueraient notablement le rendement. C'est d'ailleurs un fait bien connu que les principales difficultés, que l'on rencontre dans l'établissement des pompes de compression d'air, proviennent de l'échauffement de l'air et des espaces morts. C'est pourquoi l'on a recours aux injections d'eau et aux compressions étagées.

Pour les pompes à air de condenseur, il semble que le remplissage d'eau de l'espace mort soit suffisamment assuré, pour qu'il soit inutile d'avoir recours à une compression double. D'ailleurs, dans la plupart des appareils, on établit une communication permanente entre le refoulement et le corps de pompe, de manière à entretenir une légère rentrée d'eau.

La présence d'une certaine quantité d'eau est donc nécessaire pour que le pompage de l'air s'effectue dans de bonnes conditions. Réciproquement, il est indispensable qu'une pompe puisant de l'eau à une pression voisine du vide absolu absorbe toujours une petite quantité d'air, car la pression qui applique la colonne d'eau aspirée contre le piston étant très faible, l'accélération communiquée à cette colonne d'eau est également très faible. Le décollement de la colonne d'eau qui se produit dans les pompes à air ne pourrait donc être évité, même avec des pompes spéciales plus petites, ayant pour but exclusif l'aspiration de l'eau. Il en résulte nécessairement, au moment où le piston rencontre de nouveau la veine fluide, un choc qu'on ne peut amortir qu'en aspirant en même temps une certaine quantité d'air formant matelas. L'expérience prouve d'ailleurs que le fonctionnement des pompes à air devient bruyant lorsque le vide au condenseur est très élevé. Aussi dispose-t-on souvent dans la chambre d'aspiration des pompes un petit robinet permettant de provoquer une légère rentrée d'air. En réalité les défectuosités auxquelles donne lieu parfois le fonctionnement des pompes à air proviennent de la difficulté d'aspirer simultanément et régulièrement l'eau et l'air.

D'abord une précaution élémentaire consiste à disposer le tuyau d'aspiration au condenseur et la chambre d'aspiration de la pompe, de manière qu'il ne puisse s'y accumuler une masse d'eau importante, que les mouvements du navire risquent d'amener brusquement au contact des clapets, et qui, introduite subitement dans le corps de pompe, donnerait un accroissement de résistance de nature à causer des avaries graves.

Il est certain qu'un grand nombre d'accidents survenus à des pompes à air ont été provoqués par une cause de ce genre.

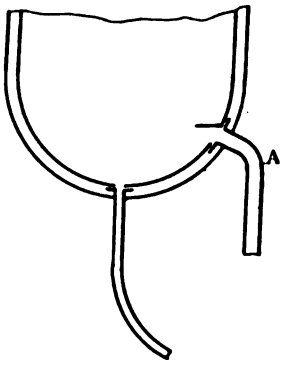
Il importe à ce point de vue d'étudier avec beaucoup de soin le tracé du

tuyau d'aspiration au condenseur. Dans toutes les installations actuelles, le même tuyau partant du bas du condenseur livre passage à l'eau et à l'air. On donne à ce tuyau des dimensions relativement considérables (200^{mm} à 300^{mm} de diamètre). Il semble qu'on obtiendrait un fonctionnement plus sûr, et, en tout cas, on rendrait l'installation plus facile en faisant écouler l'eau et l'air par deux tuyaux différents, auxquels on pourrait donner des diamètres beaucoup moindres. En effet, il est facile de se rendre compte par un calcul élémentaire, qu'un tuyau de 90^{mm} de diamètre suffit à évacuer l'eau condensée d'une machine de 10000^{chx}, avec une vitesse d'écoulement de 3^{m}, que suffit à assurer la différence de niveau, qu'il est de toute façon nécessaire de ménager entre le condenseur et le puits d'aspiration de la pompe.

Pour l'air, avec les proportions usuelles des pompes, en admettant un rendement en volume égal à l'unité, un tuyau de 120^{mm}, d'une longueur de 5^{m} environ, donnerait lieu à une perte de charge égale au maximum au $\frac{1}{20}$ de la contrepression régnant au condenseur.

Le tuyau d'air puiserait dans la région inférieure du condenseur, en A par exemple (*fig.* 10); son entrée serait protégée par un écran.

Fig. 10.



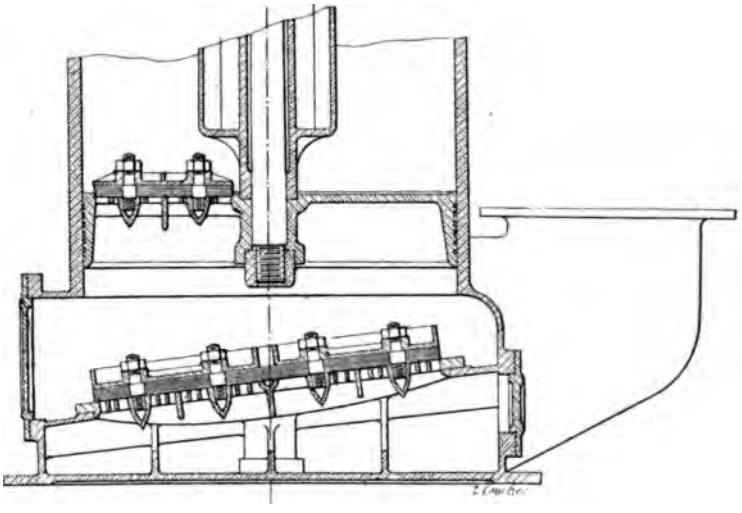
Sur les bâtiments récents, un condenseur desservant cette même puissance de 10000^{chx} est relié aux pompes à air par deux tuyaux de 260^{mm}.

Non seulement l'installation des tuyaux de 90^{mm} et 120^{mm} serait beaucoup plus facile, mais on pourrait sans difficulté tronçonner ces tuyaux par des obturateurs, dont l'étanchéité donnerait toute garantie, ce qui permettrait de faire aspirer à volonté une même pompe à air à plusieurs condenseurs.

Quelle que soit la disposition des conduits d'aspiration, il est difficile de faire aspirer par la même pompe à la fois de l'eau et de l'air. Si le niveau de l'eau dans le puits s'élève au-dessus des clapets d'aspiration, la pompe n'aspire que de l'eau; dans le cas contraire, elle n'aspire que de l'air. Le plus souvent, la pompe fonctionne ainsi alternativement à l'eau et à l'air, vidant en quelques coups de piston l'eau qui se présente aux clapets, puis n'aspirant que de l'air, jusqu'à ce qu'une nouvelle charge d'eau s'établisse sur les clapets.

Ce fonctionnement rythmique donne lieu à des variations de résistance, dont il importe de limiter les écarts. Plusieurs dispositifs ont été imaginés dans ce but. L'un consiste à disposer les clapets d'aspiration sur deux rangées (*fig.* 7, p. 184), de façon que la rangée inférieure aspire l'eau, et la rangée supérieure l'air. On constate par l'observation d'un tube de niveau, que cette disposition amortit les écarts du fonctionnement rythmique, sans toutefois les faire disparaître complètement. L'amorçage à l'eau s'établit, lorsque le niveau occupe une position intermédiaire entre les deux rangées de clapets, de sorte que l'arrivée de l'air aux clapets supérieurs n'est jamais complètement masquée. On obtient un résultat analogue en disposant les clapets suivant une rangée inclinée (*fig.* 11). Ce dernier procédé est employé par presque tous les constructeurs.

Fig. 11.



Enfin nous signalerons la disposition de la pompe Edwards (*fig.* 12). Cette pompe ne possède pas de clapet de pied. Le piston forme tiroir de distribution. Son extrémité est conique, et refoule vers les orifices l'eau qui entraîne l'air emmagasiné dans le voisinage. On est donc à peu près certain d'aspirer à la fois de l'eau et de l'air à chaque coup de piston.

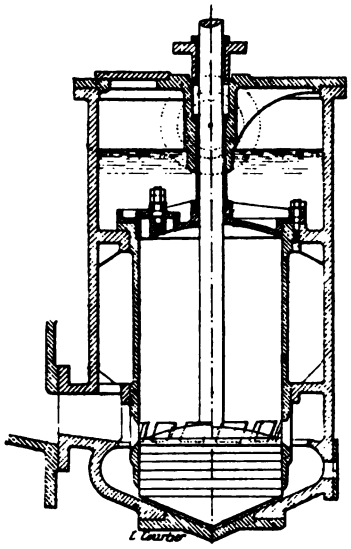
Dimensions des pompes à air. — A l'époque des condenseurs à injection, l'usage parfaitement rationnel s'est établi de proportionner le volume décrit par les pistons de pompe à air au volume décrit par les pistons des machines principales, c'est-à-dire, à peu de chose près, à la puissance de ces machines.

Les pompes avaient alors pour mission fondamentale d'aspirer, outre l'eau condensée, l'eau d'injection et l'air dissous dans cette eau, quantités sensiblement proportionnelles à la puissance réalisée.

Lorsque les condenseurs par surface se sont répandus, on a continué à

proportionner les pompes à air au cylindre BP, eu égard à la possibilité qu'on se réservait de marcher à injection. On a seulement diminué peu à peu la proportion, et l'on s'est arrêté au rapport 0,05.

Fig. 12.



A l'heure actuelle, la possibilité de marcher à injection est supprimée; aussi les dimensions qu'on donne aux pompes à air sont-elles beaucoup trop considérables pour l'aspiration de l'eau, même en admettant qu'un ou deux tubes soient crevés, et pour l'aspiration de l'air dissous dans cette eau. En réalité, la plus grande partie du travail absorbé par la pompe à air est consacrée à épuiser les rentrées d'air accidentelles. Mais l'importance des rentrées d'air ne croît pas comme la puissance de la machine principale. Ces rentrées ne proviennent même qu'exceptionnellement de la machine elle-même. Elles sont dues la plupart du temps à de fausses manœuvres de robinets, ou à des joints non étanches du tuyautage de purges.

Dans ces conditions, il semblerait plus logique de déterminer les dimensions de la pompe à air d'après les dispositions mêmes du bâtiment, et surtout d'après l'importance et le mode d'installation des appareils auxiliaires de la coque.

En particulier, il ne semble pas que les rentrées d'air soient plus à craindre sur un grand croiseur comme la *Jeanne-d'Arc* que sur un cuirassé comme le *Carnot,* et pourtant l'application de la règle usuelle a conduit à donner au premier de ces deux bâtiments des pompes à air beaucoup plus puissantes qu'au second. On arrive ainsi à charger les bâtiments d'appareils très encombrants. Il ne faut pas oublier d'autre part que les risques d'avaries sont d'autant plus grands que les pompes sont plus grosses. Il semble donc qu'il

serait avantageux de ne pas dépasser pour les nouveaux bâtiments, à bord desquels les appareils auxiliaires à vapeur diminuent de plus en plus, les dimensions des pompes à air des cuirassés type *Carnot, Charles-Martel*, qui, à ce point de vue, ont présenté le maximum possible de risques de rentrée d'air, et dont les pompes se sont montrées largement suffisantes. Le volume décrit par seconde par l'ensemble des pompes de ce type de bâtiment est d'environ 2^{m^3}.

On pourrait même certainement descendre beaucoup au-dessous de ce chiffre, en prenant soin surtout de disposer les robinets d'aboutissement des purges au condenseur, de façon à permettre de reconnaître facilement et de supprimer rapidement les rentrées d'air.

Il faut remarquer d'ailleurs que les rentrées d'air, que des pompes même très puissantes permettent de combattre en maintenant un bon vide, sont relativement faibles. Un ensemble de pompes, dont les pistons décrivent 2^{m^3} par seconde, et fonctionnant avec un rendement égal à 1, ne maintiendrait un vide de 65^{cm}, que si la rentrée d'air n'excédait pas le débit d'un ajutage conique de 3^{cm} de diamètre. On ne peut donc lutter efficacement contre les grosses rentrées d'air, il faut les supprimer, et comme le fonctionnement des appareils peut supporter sans dommage une chute de vide provisoire même assez forte, il n'y aurait aucun inconvénient à diminuer les dimensions des pompes.

Conduite des pompes à air. — La conduite des pompes à air se fait exclusivement par des machines indépendantes pour tous les bâtiments de la Marine militaire Française autres que les torpilleurs. La nécessité de pouvoir envoyer les purges au condenseur pendant les stoppages suffirait à justifier la séparation des pompes à air de la machine principale, étant donné la fréquence et l'importance des manœuvres pour les navires de guerre.

Envisagée à part, la conduite de la pompe à air présente d'assez grandes difficultés, résultant des grandes variations de la résistance pendant une double course du piston, et des variations de la résistance moyenne.

On est arrivé néanmoins à établir des appareils fonctionnant d'une façon satisfaisante, en adoptant différentes combinaisons, que nous classerons en deux catégories suivant qu'elles comportent ou non un arbre à manivelles.

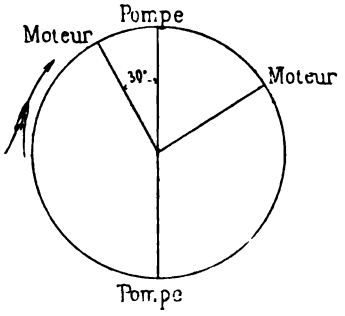
Considérons d'abord le cas des appareils à arbres.

L'examen des diagrammes représentés sur les figures 8 et 9 montre que dans la course ascendante la pompe donne lieu à une résistance croissante, depuis le bas jusqu'au haut de la course du piston, et que, dans la course descendante, la pompe est au contraire motrice. Dans ces conditions il est clair qu'on ne pourrait obtenir un fonctionnement régulier en actionnant par l'intermédiaire d'un système bielle-manivelle un seul corps de pompe. Par contre, on équilibre à peu près les moments en conduisant ainsi deux corps de pompe calés à 180°. Il suffit dès lors d'attaquer le même arbre par deux

cylindres à vapeur calés à 90°, afin d'assurer le départ dans toutes les positions, et d'obtenir un moment moteur à peu près régulier.

Le meilleur calage à donner aux manivelles motrices par rapport aux manivelles des pompes a été déterminé expérimentalement à Indret par M. l'Ingénieur Moritz, à l'aide de diagrammes relevés sur la pompe à air du *Davout*. Ce calage est indiqué sur la figure 13. L'Établissement d'Indret a

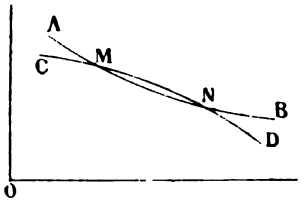
Fig. 13.



ainsi établi un type de machine comportant deux cylindres de pompe et deux cylindres moteurs, attaquant quatre manivelles d'un même arbre. Cet ensemble fonctionne avec douceur. La régularité pendant un tour est satisfaisante, dès que la vitesse atteint 100 tours environ par minute. Toutefois la vitesse de régime est peu stable. Mais il n'en peut être autrement, à cause de la loi suivant laquelle varie le moment résistant moyen de la pompe.

En effet, la résistance utile provient de l'air et de l'eau à expulser du condenseur. Le travail à effectuer dans ce but par unité de temps est sensiblement constant; par suite le moment résistant est inversement proportionnel au nombre de tours de la pompe. Si l'on admet que le moment résistant dû aux résistances passives est indépendant du nombre de tours, on voit que la courbe des moments résistants en fonction du nombre de tours affecte une configuration telle que AB (*fig.* 14).

Fig. 14.



La courbe des moments moteurs des cylindres à vapeur affecte une forme telle que CD. Ces courbes se coupent en deux points M et N. Le point N seul correspond à un cas d'équilibre stable ; mais la stabilité mesurée par l'angle de deux courbes à leur point de croisement est très faible. Si l'on tient

compte d'autre part des variations de résistance qu'éprouve la pompe par suite de son fonctionnement rythmique, on voit que l'allure de régime doit varier continuellement. On pourrait facilement remédier à cet inconvénient en commandant la valve du moteur par un régulateur. Mais pratiquement ce défaut de régularité ne paraît pas très gênant. Il exige seulement un peu de surveillance pour le cas où la pompe viendrait à stopper; mais de toute façon une machine comportant des articulations tournantes aussi importantes ne peut être abandonnée sans surveillance. Il est à remarquer d'ailleurs que l'absence de stabilité est une garantie contre les avaries pouvant provenir d'un accroissement accidentel de la résistance. La pompe ne réagit pas, et s'arrête sans éprouver de fatigue.

Bien qu'on ait pu, à force de soins, établir ainsi dans de bonnes conditions des pompes à air conduites par des moteurs à arbre, nous croyons que les pompes sans arbre constituent une solution plus avantageuse de la question. Ces pompes, qui sont d'origine Américaine, et dont on trouve la description dans les revues spéciales, se composent de deux corps, dont les pistons sont actionnés directement par les pistons moteurs, la tige étant commune ; un renvoi de mouvement actionne les tiroirs, qui distribuent la vapeur aux cylindres dans des conditions telles que la marche soit toujours assurée, et que la loi du mouvement soit le plus avantageuse au point de vue de la douceur du fonctionnement et du rendement de la pompe.

On a même invoqué la valeur élevée du rendement de ces pompes pour en réduire les proportions au cinquième des proportions indiquées par la règle usuelle (1 pour 100 du volume décrit par le piston BP au lieu de 5 pour 100). En réalité, rien ne prouve que le rendement ait augmenté dans une proportion aussi forte, mais, d'après ce que nous avons vu plus haut, il n'est pas surprenant que l'on n'ait pas eu à souffrir de la réduction du volume des pompes.

Les pompes sans arbre offrent deux avantages considérables :

1° La réduction d'encombrement due à l'absence d'arbre. L'encombrement horizontal se réduit à celui des deux corps de pompe; les cylindres à vapeur étant situés au-dessus, avec un intervalle relativement faible, l'encombrement en hauteur est relativement modéré ($3^m,40$ pour les grands modèles). Dans ces conditions, le logement est sensiblement plus facile que pour les pompes à arbre.

2° La stabilité de la marche due au mode spécial de distribution, le très petit nombre de pièces mobiles et l'absence de pièces tournantes permettent de réduire beaucoup la surveillance. On peut se dispenser de laisser un homme en permanence dans le voisinage de la machine. Enfin le graissage se trouve considérablement réduit.

Par contre, il est certain que les circonstances spéciales dans lesquelles se produit la distribution de la vapeur sont peu favorables au point de vue économique. Mais, outre que ce point est tout à fait secondaire, il paraît bien

difficile de réaliser une distribution de vapeur économique pour un moteur de pompe à air de n'importe quel système, sans compliquer les mécanismes d'une façon inadmissible. Car le moteur doit être calculé de manière à pouvoir développer, dans certaines circonstances spéciales, et en particulier au moment du démarrage, une puissance beaucoup plus considérable qu'en temps normal.

Ces conclusions ne s'appliquent bien entendu qu'à la pompe à air envisagée seule. Nous reviendrons plus loin sur cette question à propos de la conduite des pompes de circulation.

Travail utile effectué par la pompe à air. — L'épuisement de l'eau du condenseur exige une puissance en chevaux égale à

$$\frac{10\,000 \times q}{75} = 133 \times q,$$

q étant le nombre de mètres cubes débités par seconde. Si l'on admet que la machine consomme 7^{kg} de vapeur par cheval-heure, cette puissance devient :

$$f = \frac{133 \times 0{,}007 \times F}{3600} = 0{,}000\,26 \times F,$$

soit, par exemple, $2^{chx},6$ pour une machine de $10\,000^{chx}$, c'est-à-dire une valeur tout à fait insignifiante.

L'épuisement de l'air peut exiger au contraire une puissance beaucoup plus considérable.

Soient p_0 la pression absolue totale, h la tension de vapeur d'eau dans le condenseur ; la pression de l'air est égale à $p_0 - h$, et le travail de compression en kilogrammètres nécessaire pour l'extraction de 1^{kg} d'air à la pression extérieure p_1, en supposant la compression isothermique, est égal à

$$\frac{1+\alpha t}{1{,}293\,(p_0-h)} \times 10\,000\,(p_0-h) \times 2{,}30 \times \log\frac{p_1}{p_0-h} = \frac{23\,000\,(1+\alpha t)}{1{,}293}\log\frac{p_1}{p_0-h}.$$

Soit q' le nombre de kilogrammes d'air pénétrant dans le condenseur par seconde ; la puissance en chevaux nécessaire pour l'extraction deviendra

$$f' = \frac{23\,000}{75} \times \frac{1+\alpha t}{1{,}293}\,q' \log\frac{p_1}{p_0-h} = 307\,\frac{1+\alpha t}{1{,}293}\,q' \log\frac{p_1}{p_0-h}.$$

Or le poids q' qui pénétrerait dans le condenseur par une tuyère convergente de 1^{cm^2} de section finale est d'après les expériences de Hirn égal à

$$\frac{0{,}019\,80 \times 1{,}293}{1+\alpha t}.$$

Soit s la section de tuyère convergente donnant même débit que la rentrée d'air. On a

$$f' = 307 \times 0{,}0198\,s \log\frac{p_1}{p_0-h} = 6^{chx},1\,s \log\frac{p_1}{p_0-h}.$$

Pour un vide de 70^{cm}, on a environ :

$$\frac{p_1}{p_0 - h} = 100,$$
$$f' = 12^{chx},2 \times s.$$

Cette puissance dépend de $p_0 - h$. Par suite, pour une même valeur de p_0, c'est-à-dire du vide au condenseur, f' peut avoir des valeurs très différentes, suivant la part proportionnelle de l'air et de la vapeur dans la contrepression totale.

Évaluons maintenant le travail effectué par la pompe.

En ce qui concerne l'épuisement de l'eau, nous aurons la même expression que précédemment, soit approximativement

$$f = 0,000\,26 \times F,$$

en négligeant l'influence d'ailleurs peu sensible des variations de la contrepression. Pour l'air, au contraire, le travail varie notablement avec la contrepression.

Soient β le rendement en volume de la pompe, V le volume de la pompe, on a pour le travail de compression par tour, en négligeant la dépression produite par les clapets d'aspiration,

$$T_c = 10\,000 \frac{\beta V \times 1,293}{1 + \alpha t} \times (p_0 - h) \log \text{nep} \frac{p_1}{p_0 - h}.$$

La pression d'équilibre au condenseur s'obtient en remarquant que

$$\frac{T_c N}{60} = f'.$$

N nombre de tours de la pompe par minute, ou

$$2,30 \times \frac{12\,930\,\beta V N}{1 + \alpha t \times 60} (p_0 - h) \log \text{nep} \frac{p_1}{p_0 - h} = 6^{chx},1 \times s \log \frac{p_1}{p_0 - h},$$

d'où

$$p_0 - h = \frac{0,0133 \times s}{\beta V N}.$$

La courbe de la figure 15 représente les variations de

$$y = (p_0 - h) \log \text{nep} \frac{p_1}{p_0 - h}$$

en fonction de $p_0 - h$.

Cette fonction croît d'abord assez rapidement avec $p_0 - h$, puis passe par un maximum correspondant à

$$p_0 - h = 0^{kg},37,$$

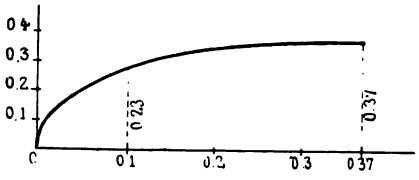
soit à un vide de 40^{cm} de mercure environ, en supposant $h = 0^{kg},10$.

Les valeurs correspondantes de y et T_c sont

$$y_M = 0,37,$$
$$T_{cM} = 4300\,\beta V,$$

Cette circonstance se produit nécessairement au moment de la mise e marche; à mesure que le vide, d'abord nul, monte progressivement, la résis-

Fig. 15.



tance de la pompe commence par croître, passe par le maximum T_{cM} et décroît jusqu'à l'établissement de l'équilibre,

Quant à la résistance correspondant au régime permanent, on voit qu'elle peut varier dans d'assez grandes limites, et dépend surtout de l'importance des rentrées d'air. L'expérience confirme pleinement ce fait.

On constate, en effet, d'après les résultats inscrits dans les rapports d'essais, que les puissances des moteurs des pompes à air varient d'une façon en apparence arbitraire, et tout à fait indépendante de la puissance développée par la machine principale.

On en peut conclure, d'une part, que le rapport de ces deux puissances ne présente aucune signification; d'autre part, que les essais ordinaires de recette ne fournissent aucun élément d'appréciation sérieux sur les rendements des pompes à air, puisqu'on ne connaît pas la valeur des rentrées d'air à combattre.

Pour bien apprécier les conditions de fonctionnement des pompes à air, il faudrait mesurer le coefficient β et le rendement mécanique, par des expériences précises. Ces expériences, qui, à notre connaissance, n'ont jamais été faites, ne présenteraient cependant aucune difficulté. Il suffirait de faire aspirer la pompe dans une caisse fermée, dans laquelle on déterminerait une rentrée d'air connue par un ajutage convergent. On injecterait d'autre part une certaine quantité d'eau connue, dont la température ferait connaître h. La lecture de la pression p_0 dans la caisse permettrait, à l'aide des formules précédentes, de déterminer β et T_c. Enfin la mesure de la puissance indiquée du moteur fournirait la valeur du rendement mécanique.

On évalue quelquefois ce rendement mécanique en ne considérant comme travail utile que celui qui correspond à l'extraction de l'eau et de l'air dissous dans cette eau. On trouve ainsi un chiffre minimum, mais qui peut être bien inférieur au rendement réel.

Dans le cas du diagramme du *Carnot* (*fig.* 9), le rendement évalué par le

rapport de ce diagramme à celui du cylindre moteur est égal à 0,50. C'est là un chiffre qui paraît normal, étant donné le grand nombre d'articulations.

4. — Pompe de circulation.

La pompe de circulation est toujours une pompe centrifuge. Il n'en saurait être autrement, étant donné la faible pression et l'énorme débit que doit produire la pompe.

Le débit P à prévoir satisfait à l'équation (1) (page 179)

$$q = P(t_1 - t_0).$$

La quantité de chaleur q à absorber a pour valeur

$$q = \left(606,5 + 0,305\,T - \frac{635}{k} - \theta_c\right) KF.$$

T température de vaporisation à la chaudière,
θ_c température du condenseur,
K poids de vapeur consommé par cheval.

Dans les circonstances normales, on a en admettant $K = 7^{kg}$

$$q = 3750 \times F.$$

D'où

$$P(t_1 - t_0) = 3750 \times F.$$

Le débit P est donc proportionnel à la puissance indiquée, et inversement proportionnel à la différence de température que l'on accepte entre l'entrée et la sortie du condenseur.

Généralement, on prévoit $P = 300 \times F$, ce qui revient à admettre

$$t_1 - t_0 = 13^\circ.$$

Cependant il arrive assez souvent que les débits réels sont sensiblement inférieurs aux prévisions ainsi calculées. On le constate en remarquant que, la pompe étant lancée à sa vitesse prévue, la différence $t_1 - t_0$, qu'on peut apprécier approximativement d'après la température des tuyaux est notablement supérieure à 13°.

Cela tient à ce que les conditions de débit des pompes centrifuges sont susceptibles de varier dans de grandes limites suivant la résistance de la canalisation. On ne mesure pas en général le débit réel donné par les pompes de circulation. L'opération donnerait lieu d'ailleurs à d'assez grandes difficultés, et il est certain qu'une réduction de débit même assez grande ne donne lieu qu'à un accroissement de $t_1 - t_0$ assez faible, pour que le fonctionnement ne soit pas troublé au cours des essais de recette. Il est bon cependant qu'on puisse donner franchement un débit de 300^l par cheval, et

même un peu plus, pour le cas où les tubes du condenseur seraient sales, ou bien pour la marche dans les pays tropicaux.

Pour être en mesure de déterminer avec une certaine précision le débit de la pompe de circulation, il faut d'abord connaître la résistance du circuit que doit alimenter cette pompe, ou, ce qui revient au même, la pression nécessaire pour obtenir un débit déterminé dans la canalisation supposée tracée.

La pompe n'établissant qu'une circulation d'eau, cette pression est égale à la somme des pertes de charge dues au frottement, aux changements de direction, et aux changements de section. Les formules ordinaires de l'hydraulique permettent de calculer ces pertes de charge.

Examinons successivement la résistance due au condenseur proprement dit, au tuyautage extérieur au condenseur et aux prises d'eau.

La résistance du condenseur provient de la perte due à l'entrée de l'eau dans les tubes, et au frottement de l'eau dans les tubes. On peut ramener la première de ces résistances à la deuxième, en admettant qu'elle équivaut au frottement sur une longueur de $0^m,50$ de tuyau; c'est à peu près ce qui ressort des formules de l'hydraulique pour les tubes étroits.

En appliquant la formule de Darcy pour les tuyaux propres, on trouve pour la perte de charge due au frottement par mètre de longueur de tube

$$h = 0,13\,V^2 \text{ pour les tubes de } 18\text{-}20,$$
$$h = 0,20\,V^2 \text{ pour les tubes de } 14\text{-}16.$$

Pour la canalisation extérieure au condenseur, il résulte des formules usuelles, et des expériences effectuées par M. Beausire [1], ingénieur de la Marine, qu'on peut admettre par mètre courant une perte égale à

$$h = \frac{0,006 \times 4}{d} \times \frac{V^2}{2g} = \frac{0,0012}{d} V^2,$$

d diamètre du tuyau exprimé en mètres.

La perte due aux coudes est d'un calcul plus compliqué. Pratiquement, les coudes sont très arrondis. Il semble donc qu'on puisse en tenir compte avec une approximation suffisante, en majorant la perte due au frottement, et en adoptant dans la formule précédente un coefficient compris entre 0,0012 et 0,002, suivant que le tuyau est plus ou moins contourné.

La résistance de la prise d'eau d'entrée peut varier dans de larges limites, suivant la disposition de la crépine. Nous avons mesuré au manomètre une perte de $4^m,50$ sur un petit croiseur. Il a suffi de changer la crépine pour ramener cette perte à une valeur insignifiante.

Pour la sortie, nous avons constaté dans une expérience qu'elle diffère peu de celle que donnerait un coude brusque à angle droit, soit $h = \frac{V^2}{2g}$.

---

(1) Voir *Mémorial du Génie maritime*, 3e série, 4e livraison; 1902.

Lorsqu'on applique ces formules, on constate que la pression totale H varie beaucoup suivant les installations. Ses limites extrêmes sont environ 4^m et 10^m. Il est donc intéressant de faire le calcul à chaque nouvelle application.

La puissance utile développée par la pompe de circulation est égale à

$$f'' = \frac{1000\,HQ}{75} = 0{,}011 \times HF.$$

f'' varie de $0{,}004\,F$ à $0{,}011 \times F$. Cette valeur reste toujours assez petite pour qu'il n'y ait pas d'intérêt à chercher à rendre H aussi faible que possible en vue de la réduire. Il est d'ailleurs à remarquer que, pour une canalisation déterminée, le débit de la pompe de circulation est proportionnel au nombre de tours de cette pompe, tandis que la puissance absorbée varie comme le cube du nombre de tours. Par suite, lorsqu'on marche à une puissance réduite, la puissance de la pompe de circulation décroît comme le cube de la puissance de la machine principale; son importance relative diminue donc très rapidement.

Par contre, une élévation de la valeur de H permet d'activer la circulation dans le condenseur, et de réduire le tuyautage extérieur souvent très encombrant. Enfin, comme nous le verrons un peu plus loin, elle n'augmente pas l'encombrement de la pompe, mais seulement la vitesse de rotation. En fait, il y a plus d'avantages que d'inconvénients à élever la valeur de H jusqu'à 10^m.

Nous n'entreprendrons pas ici l'examen des nombreux modèles de pompes centrifuges répandus à l'heure actuelle. Nous rappellerons seulement que les conditions de fonctionnement d'un type d'appareil déterminé dépendent essentiellement du coefficient $\varphi = \frac{Q}{\sqrt{2gH} \times R^2}$ (R, rayon du disque) que M. Rateau a désigné sous le nom d'*ouverture réduite*.

Lorsque le rayon du disque est choisi de telle manière que φ reste constant, le rendement reste constant, ainsi que les coefficients

$$\mu = \frac{gH}{u^2}, \qquad \delta = \frac{Q}{uR^2},$$

u vitesse circonférentielle.

Cette propriété fournit un moyen simple de passer par similitude d'un cas à un autre. Elle conduit à des appareils de dimensions d'autant plus réduites que le circuit est plus résistant.

Le débit Q étant proportionnel à la puissance maximum de la machine, tandis que H conserve la même valeur pour deux installations semblables, calculées de manière à donner à l'eau la même vitesse, l'ouverture du circuit extérieur $\frac{Q}{\sqrt{2gH}}$ sera proportionnelle à F. Pour que l'ouverture réduite soit la même, on devra donc choisir R proportionnel à $\sqrt{F}$.

Si l'on veut faire fonctionner le même type d'appareil sous des ouvertures

réduites différentes, tous les coefficients précédents changent; mais il existe entre eux une relation caractéristique, qu'on peut déterminer par le calcul, mais qu'il est prudent de contrôler par l'expérience. Cette relation connue, on en déduit immédiatement les conditions du fonctionnement dans toutes les circonstances.

Parmi les coefficients qui ne varient qu'avec l'ouverture réduite, il en est un dont on peut établir la valeur en fonction des éléments de construction, c'est le coefficient $\tau = \frac{gT}{\pi u^3 R^2}$, qui fait connaître le travail T à exercer sur l'arbre de la pompe ($\pi = 1000$ est ici le poids du mètre cube d'eau).

On démontre, en effet, dans la théorie des turbo-machines l'expression

$$\tau = \left(1 + \frac{R\delta}{2\pi e}\cot\alpha\right)\delta,$$

e largeur intérieure du disque à la sortie, α angle de la tangente à l'aile à la sortie avec la vitesse d'entraînement.

Cette formule, qui se vérifie très exactement dans la pratique, fournit le moyen de calculer les dimensions du moteur qui doit actionner la pompe.

Conduite de la pompe de circulation. — La pompe de circulation peut être conduite soit par un moteur indépendant, soit par le même moteur que la pompe à air. Les deux systèmes ont leurs avantages et leurs inconvénients.

La pompe de circulation actionnée par l'arbre de la pompe à air produit à la fois l'effet d'un régulateur et celui d'un volant.

Pour apprécier son rôle comme régulateur, il suffit de reprendre les courbes de la figure 14. Si l'on ajoute à la courbe AB le moment résistant de la pompe de circulation qui croît comme le carré de la vitesse, on obtient la courbe A'B'

Fig. 16.

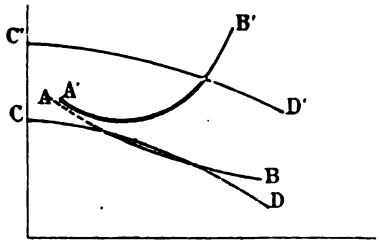
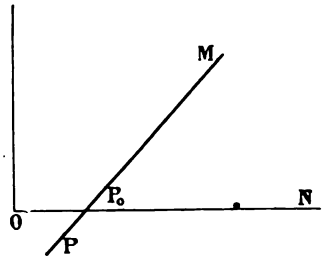


Fig. 17.



qui coupe la courbe C'D' du moment moteur sous un angle très prononcé. Les écarts de vitesse dus à une légère variation de la puissance ou de la résistance sont donc ainsi très limités.

Lorsque pendant un tour la vitesse instantanée varie suivant la position de la manivelle, si l'on admet que pendant un instant très court la vitesse de l'eau dans les conduits reste constante, le moment résistant de la pompe varie

suivant une ligne droite telle que MP, d'autant plus inclinée que l'angle α est plus petit. La chute rapide du moment résistant, lorsque la vitesse diminue, contribue puissamment à régulariser cette vitesse [1].

Par contre, il ne faut pas perdre de vue que l'action régularisatrice de la pompe de circulation, qui constitue en principe un avantage, peut devenir un danger s'il survient à la pompe à air un accroissement subit de résistance. Toute la puissance du moteur est alors employée à vaincre cette résistance. La pompe elle-même devient motrice, lorsque la vitesse tombe au-dessous de OP_0. Les transmissions de la pompe à air doivent donc être calculées plus solidement que si la pompe à air était indépendante.

A un autre point de vue, nous avons vu précédemment que les deux systèmes de pompe sont soumis à des régimes très différents, lorsque la puissance de la machine principale varie. L'allure de la pompe de circulation doit être proportionnelle à cette puissance, tandis que celle des pompes à air en est pratiquement indépendante. Il est donc avantageux de pouvoir régler séparément le régime des deux pompes. On augmente en particulier les risques d'avarie en lançant les pompes à air à grande vitesse, lorsqu'il est nécessaire d'activer la circulation soit pour les grandes puissauces, soit en cas d'encrassement du condenseur. Les moteurs indépendants conduisant la pompe de circulation peuvent au contraire être facilement établis de manière à supporter sans risques un accroissement de vitesse notable.

Au point de vue de l'encombrement, si l'on se propose dans tous les cas de choisir un modèle de pompe à air avec arbre, il peut être avantageux, suivant les circonstances locales, soit de séparer les deux appareils, soit de les réunir. Mais avec les grosses pompes actuellement en usage, l'encombrement sera toujours plus grand que si l'on choisit une pompe à air sans arbre, en faisant actionner la pompe de circulation par un moteur indépendant. Il suffit pour s'en rendre compte de jeter un coup d'œil sur la figure 18.

Le tracé pointillé figure l'encombrement d'une pompe Blake du *Minneapolis* desservant une puissance de 10 400^{chx}. Le tracé en traits pleins se rapporte à une machine de servitude en service dans la Marine Française et établie pour une puissance de 10 000^{chx}, c'est-à-dire à peu près égale à la précédente. Cette dernière machine conduit à la fois la pompe à air et la pompe de circulation. On voit que la différence d'encombrement laisse une place plus que suffisante pour le logement d'un moteur spécial pour la pompe de circulation. On a de plus ainsi l'avantage de pouvoir placer cette dernière pompe dans l'emplacement le plus favorable, qui ne coïncide pas nécessairement avec celui de la pompe à air.

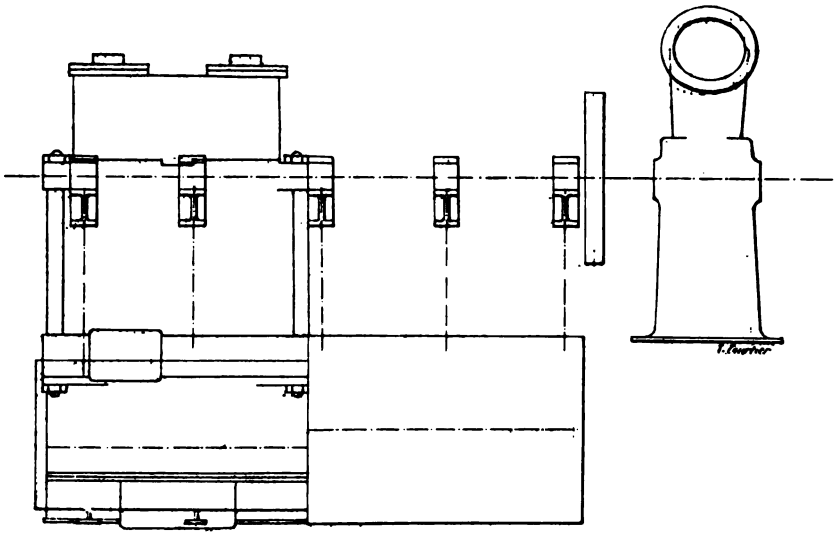
Au point de vue de la facilité de conduite, l'adoption d'une pompe à air

---

[1] Ce problème est le même que celui dont nous avons indiqué la solution dans le *Bulletin* de l'année dernière à propos de l'hélice (voir *Bulletin de l'Association Technique Maritime*, année 1902, p. 167).

sans arbre et d'une pompe de circulation indépendante nous paraît également la plus avantageuse. Nous l'avons déjà vu en ce qui concerne la pompe à air. Pour la pompe de circulation, il suffit d'avoir recours à un moteur à graissage forcé, dont il existe de nombreux modèles à l'heure actuelle, ce qui réduit à néant la surveillance.

Fig. 18.



Nous ajouterons enfin que ces conclusions pourraient être modifiées, si l'on parvenait à établir dans de bonnes conditions une pompe à arbre à grande vitesse et à graissage automatique, ce qui ne paraît nullement impossible, en remplaçant les clapets d'aspiration par des distributeurs commandés ([1]).

On pourrait ainsi obtenir une machine unique comprenant les deux pompes, présentant un encombrement moindre que la solution précédente, et offrant les mêmes avantages au point de vue de la facilité de conduite.

5. Relation entre les appareils de condensation et les machines principales.

Il existe plusieurs manières de relier les appareils de condensation aux machines principales.

La solution la plus simple en principe et la plus répandue consiste à établir pour chaque machine un appareil de condensation complet, et isolé du voisin.

Cette solution présente le grand avantage d'assurer l'indépendance complète des groupes constituant chaque machine principale. Par contre, la

([1]) Au moment de livrer ce travail à l'impression, nous apprenons qu'une importante maison de construction étudie un appareil réalisant ces conditions.

machine principale se trouve ainsi immobilisée à la moindre avarie du condenseur ou d'un appareil auxiliaire; de plus, lorsqu'on marche avec trois machines, il est toujours nécessaire d'avoir toutes les machines auxiliaires en fonction.

Il existe plusieurs solutions permettant de remédier à ces inconvénients. C'est ainsi que, sur la plupart des croiseurs récents de la Marine Française, on a établi deux appareils de condensation pour trois machines, en disposant le tuyautage d'échappement de manière à pouvoir envoyer la vapeur à l'un ou à l'autre des condenseurs pour l'une quelconque des trois machines.

Les figures 19, 20 et 21 représentent une autre solution que nous proposons, et que nous avons adaptée aux croiseurs type *Montcalm* de 20 000^{chx}.

Partant de ce principe que l'étanchéité des condenseurs est une condition fondamentale de bon fonctionnement des appareils modernes, nous avons prévu pour chaque machine deux condenseurs, chacun pouvant être isolé en marche, sans qu'on soit obligé de stopper la machine correspondante. Dans ce but les deux tuyaux d'échappement qui partent de la machine aboutissent chacun à un condenseur, la communication pouvant être fermée par une vanne. Cette vanne est obturatrice et non commutatrice; par suite un défaut d'étanchéité n'établit aucune solidarité entre les machines. Les six condenseurs sont rangés en batterie, comme des chaudières; les tubes sont très courts ($1^m,50$). Si l'on tient compte de l'espace qu'il est nécessaire de réserver pour le démontage du faisceau tubulaire, on trouve que la réduction de longueur des tubes compense et au delà le léger accroissement d'encombrement résultant du fractionnement des condenseurs. La surface réfrigérante a été calculée à raison de $0^{m^2},08$ par cheval (elle est de $0^{m^2},07$ pour les appareils actuellement en place dans ce même compartiment).

Des portes de visite pratiquées dans les coquilles permettent de resserrer ou de tamponner très rapidement un tube quelconque. En raison de la faible capacité des condenseurs, le remplissage nécessaire pour reconnaître la fuite se fait en un temps très court.

L'eau condensée et l'air sont évacués des condenseurs par une double canalisation établie comme nous l'avons indiqué plus haut, avec interposition de robinets de tronçonnement permettant d'isoler les condenseurs. Ces canalisations descendent vers l'axe du navire, et sont reliées à l'aspiration de deux pompes sans arbre situées chacune dans un compartiment. L'encombrement que nous avons figuré pour ces pompes est celui des pompes Blake du *Minneapolis,* qui desservent la même puissance. Il est certain que, dans la pratique, une seule des deux pompes suffirait en toute circonstance, l'autre servant de rechange.

La circulation est assurée par deux pompes refoulant dans un même collecteur distribuant l'eau à tous les condenseurs. Nous avons laissé à ce collecteur un gros diamètre, et nous lui avons donné une disposition aussi symétrique que possible, pour assurer dans les meilleures conditions l'égalité de

Fig. 19.

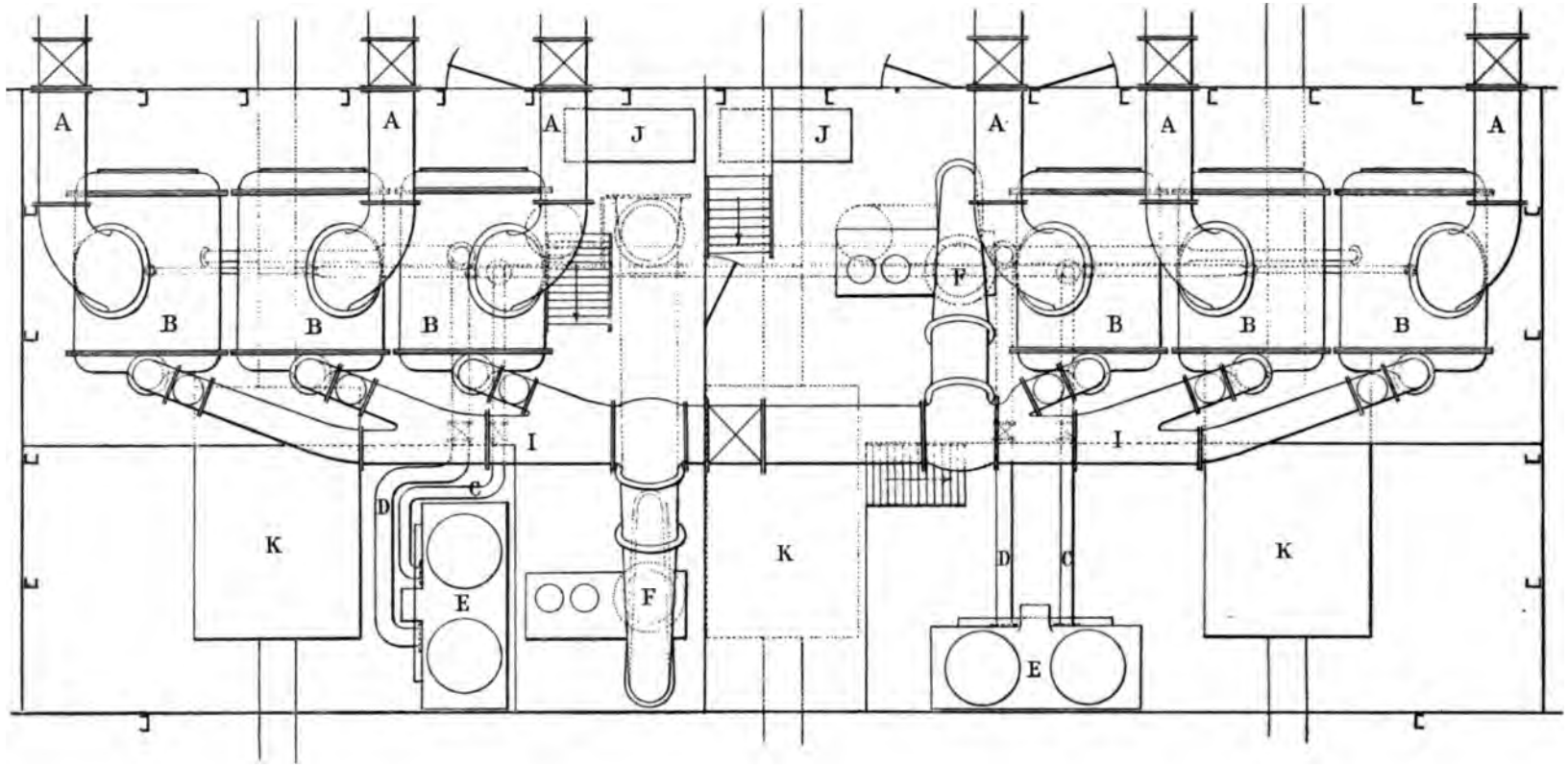


Fig. 20.

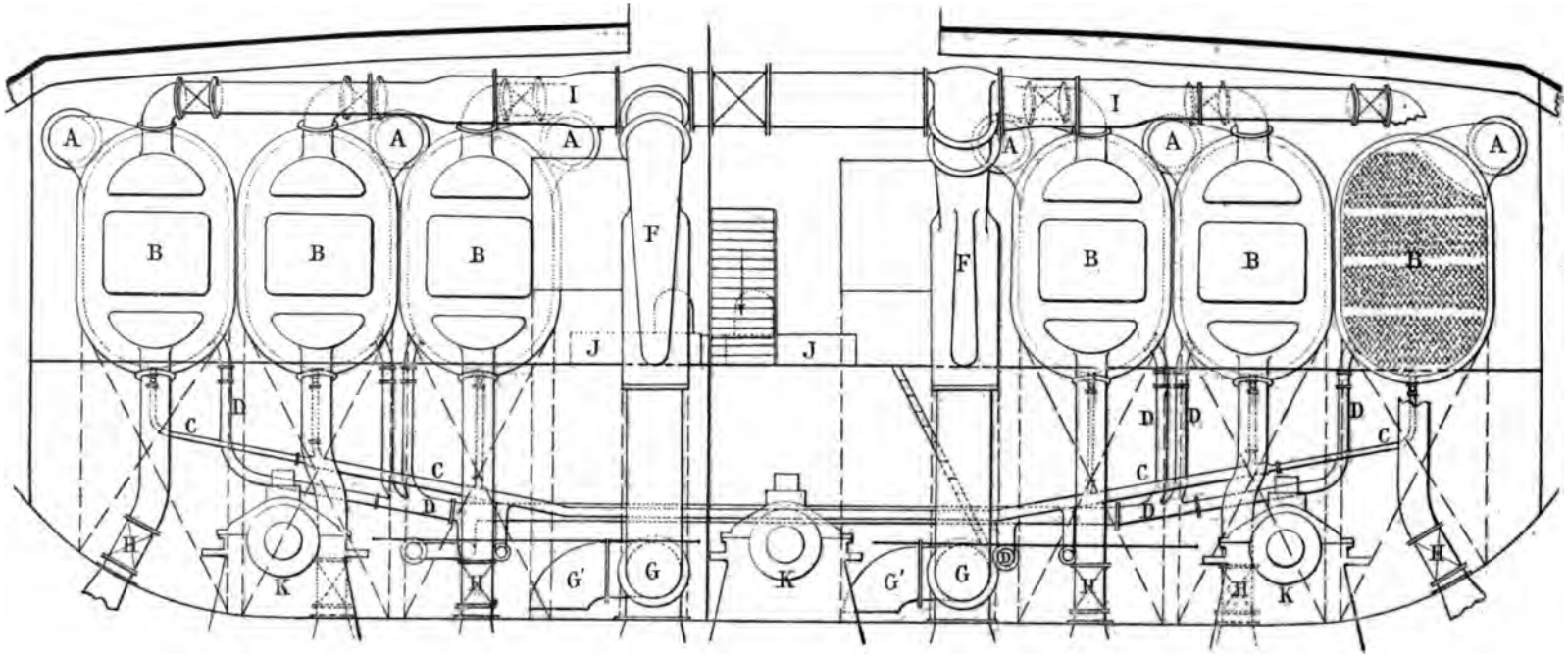
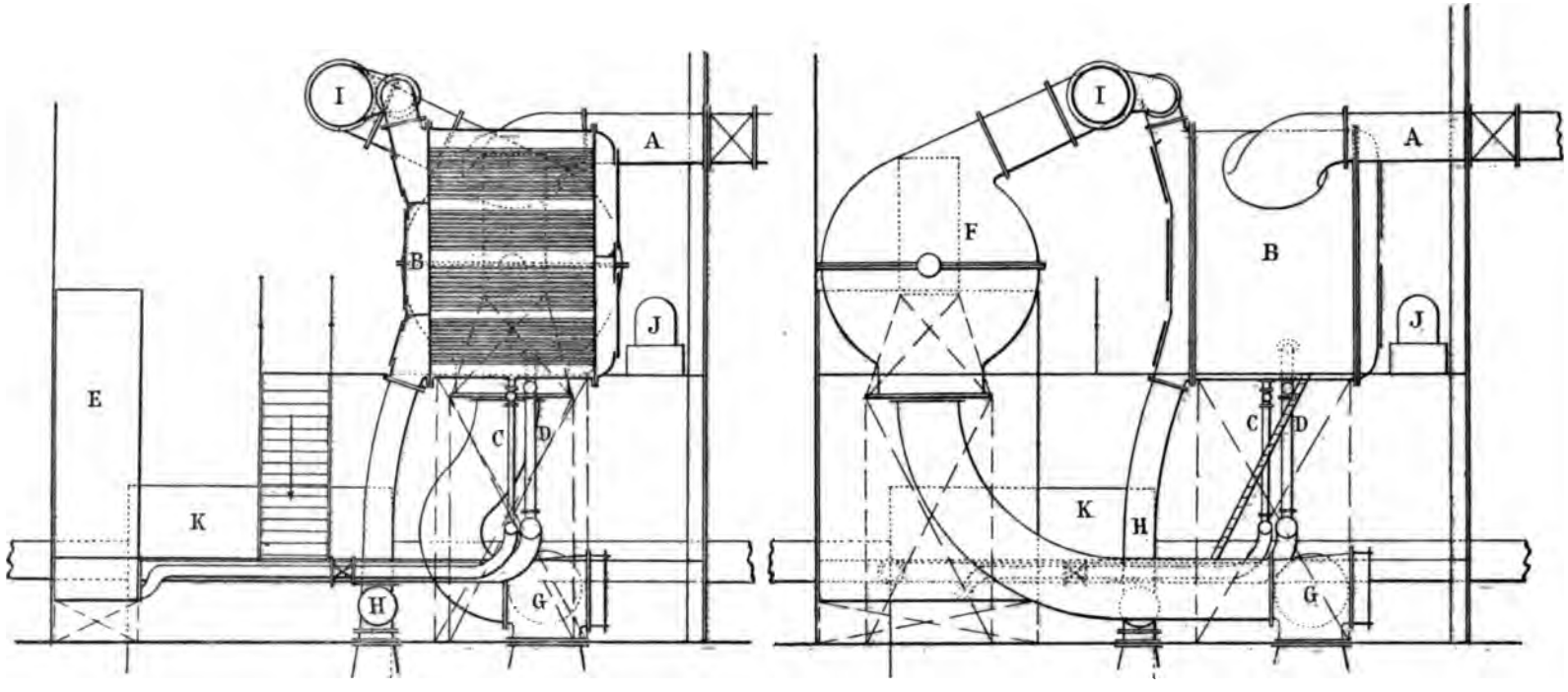


Fig. 21.



LÉGENDE DES FIGURES 19, 20, 21.

A. Échappement des machines.
B. Condenseurs.
C. Aspiration d'eau } des pompes à air aux condenseurs.
D. Aspiration d'air }
E. Pompes à air.
F. Pompes de circulation.
G. Entrée d'eau de circulation.
G'. Aspiration à la cale de la pompe de circulation.
H. Sortie d'eau de circulation.
I. Refoulement des pompes de circulation aux condenseurs
J. Pompes de cale.
K. Paliers de butée

débit entre les condenseurs. Il ne nous paraît pas douteux que cette répartition se fasse à peu près également, étant donné surtout la résistance assez grande des condenseurs, dans lesquels l'eau décrit quatre parcours. Il suffirait d'ailleurs d'un léger réglage des robinets, pour corriger les écarts qui pourraient se produire à ce point de vue.

Les pompes de circulation que nous avons représentées sont du modèle d'Indret, dont nous possédons les caractéristiques. Ce type a un très bon rendement, mais est un peu encombrant; par conséquent l'emplacement que nous prévoyons est largement calculé.

Les conditions générales de fonctionnement de ces pompes telles qu'on les déduit des courbes caractéristiques des pompes sont les suivantes :

Débit d'une pompe en mètres cubes par seconde	$0^{m^3},840$
Nombre de tubes par condenseur et par parcours	875
Vitesse de l'eau dans les tubes	2^m
Perte de charge dans le condenseur et le tuyau de sortie	7^m
Perte de charge à l'aspiration et dans le collecteur de refoulement	1^m
Perte de charge totale 8^m, soit en majorant	10^m
Diamètre du disque d'une pompe	$1^m,60$
Nombre de tours de chaque pompe à la puissance maximum	180
Puissance indiquée correspondante	200^{chx}
Puissance indiquée d'une seule pompe alimentant les deux circuits à 180 tours	230^{chx}
Débit correspondant Q'	$1^{m^3},260$
Rapport $\frac{3600 \times Q'}{F}$ ($F = 20\,000^{chx}$)	$0^{m^3},228$

Une seule pompe tournant à 180 tours suffirait donc à alimenter les trois machines fonctionnant à la puissance maximum, en fournissant $0^{m^3},228$ par cheval et par heure, chiffre permettant, sauf le cas de rentrée d'air importante, de maintenir un vide supérieur à 60^{cm}.

On pourrait donc se contenter dans la pratique d'avoir en marche une seule pompe à air et une seule pompe de circulation. Le moteur de cette dernière pompe étant à graissage forcé, un seul homme suffirait à surveiller tous les appareils y compris les paliers de buttée, qui se trouvent dans ces compartiments.

Enfin, il nous semble que le fractionnement des condenseurs des machines principales doive entraîner comme conséquence la suppression des condenseurs auxiliaires; d'où une nouvelle simplification. Il y aurait lieu seulement d'examiner s'il conviendrait de se servir au mouillage des mêmes pompes à air et de circulation, ou d'installer une petite machine de servitude spéciale mue par l'électricité. L'expérience montrerait si l'économie de vapeur que la deuxième solution permettrait de réaliser suffirait à justifier l'adoption d'un appareil de plus.

NOTE

SUR

LE SENS DE ROTATION DES HÉLICES

SUR LES NAVIRES A DEUX HÉLICES,

PAR M. LAUBEUF,
Ingénieur en chef de la Marine.

La question de savoir dans quel sens il convient de faire tourner les hélices jumelles s'est posée depuis le début de l'emploi des deux hélices. Je citerai, à ce sujet, une note de M. Huin [1], Directeur des Constructions navales, en retraite, actuellement Directeur général des Chantiers de la Gironde, dont la conclusion est que, vues de l'arrière, l'hélice tribord doit tourner dans le sens des aiguilles d'une montre, l'hélice bâbord dans l'autre sens, pour avoir la meilleure utilisation. Pour simplifier, nous donnerons à cette disposition le n° 1 (hélices supradivergentes), et nous appellerons celle dans laquelle les hélices tournent dans l'autre sens, disposition n° 2 (hélices supraconvergentes).

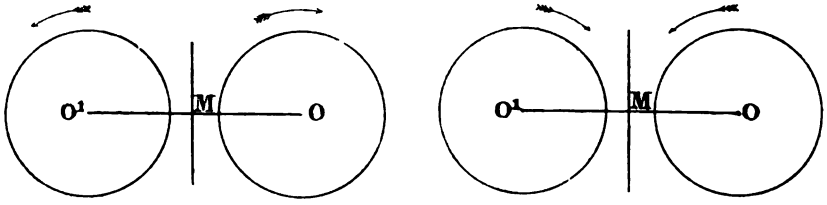
Je crois savoir que M. Normand, notre éminent Vice-Président, est aussi partisan de la disposition n° 1 (hélices supradivergentes). En tout cas, les bâtiments sortant de ses chantiers présentent tous ce sens de rotation. M. Garnier, Directeur des Constructions navales à Toulon, ancien Sous-Directeur de l'Établissement d'Indret, est aussi partisan de ce sens de rotation.

D'autre part, M. Doyère, Ingénieur en chef de la Marine, dont les travaux sur les hélices sont bien connus des membres de l'Association Technique Maritime, préconise la disposition n° 2 (hélices supraconvergentes), et

[1] *Mémorial du Génie maritime*, 3e Livraison, 1887.

M. Sigaudy, Ingénieur en chef de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, au Havre, a adopté, également, cette disposition n° 2 (hélices supraconvergentes) pour un assez bon nombre de machines.

Fig. 1. — Vues de l'arrière.



Disposition n° 1. Disposition n° 2.

La question n'est donc pas encore bien tranchée. C'est pourquoi je me permets d'y revenir.

Voici, d'ailleurs, les sens de rotation adoptés sur divers bâtiments à deux hélices.

Disposition n° 1 (hélices supradivergentes).	Cuirassés..	*Hoche, Magenta, Marceau, Neptune, Amiral-Baudin, Dévastation, Courbet, Amiral-Duperré, Brennus, Charles-Martel, Jauréguiberry.*
	Croiseurs cuirassés..	*Latouche-Tréville, Bruix, Charner, Chanzy, Pothuau.*
	Croiseurs..	*Davout, Suchet, Friant, Bugeaud, Chasseloup-Laubat, du Chayla, Pascal, Descartes, Alger, Isly, Jean-Bart, Catinat, Protet, Tage, Cécille, Linois, Galilée, Lavoisier, Surcouf, Forbin, Troude, Lalande, Cosmao.*
	Contre-Torpilleurs.	*Cassini, Casabianca, Condor, Faucon, Vautour, Épervier, Fleurus, Watignies, Durandal, Hallebarde, Fauconneau, Espingole, Léger, Lévrier.*
Disposition n° 2 (hélices supraconvergentes).	Cuirassés..	*Formidable, Carnot.*
	Croiseurs..	*Cassard, d'Assas, Coëtlogon.*
	Contre-Torpilleurs.	*D'Iberville, Dunois, Lahire, Pique, Épée, Yatagan.*

La raison qui, dans ces dernières années, a fait adopter la disposition n° 2 (hélices supraconvergentes) sur divers bâtiments, est que, bien à tort, selon nous, ce sont les constructeurs de machines qui déterminent les hélices. L'hélice, en effet, comme l'a fait remarquer M. Doyère, est liée intimement à la coque du bâtiment qu'elle actionne, et devrait être étudiée par le constructeur de la coque. Pour le constructeur de la machine, il lui suffit qu'on lui donne un tracé qui permette d'absorber la puissance prévue au nombre de tours prévu.

Or, l'emploi du sens de rotation de la disposition n° 2 (hélices supracon-

vergentes) a, aux yeux des constructeurs de machines, un avantage très séduisant : il conduit à placer les glissières en abord, et, par conséquent, bien à la vue du personnel qui occupe ordinairement une coursive située du côté du centre du bâtiment.

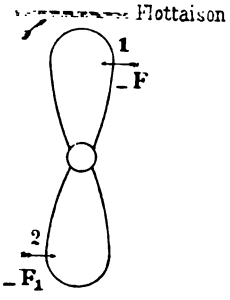
C'est le seul avantage que nous reconnaissons à cette disposition. Nous pensons qu'il doit céder le pas aux avantages de la disposition n° 1 (hélices supradivergentes). Ils sont de deux sortes :

1° Avantages de manœuvre.

On sait qu'avec une hélice unique, tournant dans le sens des aiguilles d'une montre, vue de l'arrière, un bâtiment abat sur bâbord.

L'explication en est simple. Considérons (*fig.* 2) une aile. Lorsqu'elle est

Fig. 2.



verticale, en 1, elle exerce sur l'eau une poussée oblique, dont la composante, située dans le plan perpendiculaire à l'arbre, a une certaine valeur F; la réaction sur l'aile est — F, égale et de signe contraire.

Lorsque l'aile est verticale, en 2, elle opère dans un milieu plus résistant, et la réaction de l'eau — F_1 est plus grande que F. Il en résulte donc une poussée de l'arrière du bâtiment vers tribord, c'est-à-dire que le bateau abat sur bâbord.

M. Normand (1) a expliqué ce même fait par l'inclinaison des filets liquides, arrivant à l'hélice suivant une direction ascendante. Il en résulte que la poussée est plus grande pour l'aile descendante que pour l'aile ascendante. Donc, avec l'hélice unique tournant dans le sens défini ci-dessus, l'aile passant horizontalement à tribord donne une poussée plus grande que l'aile à bâbord. D'où abatée du navire sur bâbord.

Nous pensons que les deux explications sont valables, et que les deux effets indiqués existent tous deux.

Avec deux hélices, lorsqu'on a la disposition n° 1 (hélices supradivergentes),

(1) *Mémorial du Génie Maritime*, 7e Livraison, 1883.

si l'on stoppe bâbord pour tourner plus vite, l'hélice tribord tend à faire abattre sur bâbord : 1° à cause du couple : *poussée* × OM (*fig.* 1); 2° à cause de son action propre, par l'effet indiqué plus haut.

Avec la disposition n° 2 (hélices supraconvergentes), au contraire, si l'on stoppe bâbord, l'hélice tribord tend à faire abattre sur bâbord, à cause du couple *poussée* × OM, *mais cet effet est contrarié par l'effet propre de l'hélice,* qui tendrait à faire abattre le bateau sur tribord.

Au point de vue manœuvre, il n'y a donc aucun doute, les hélices doivent tourner suivant la disposition 1 (hélices supradivergentes), qui diminue le rayon de giration du bâtiment.

2° Avantages d'utilisation.

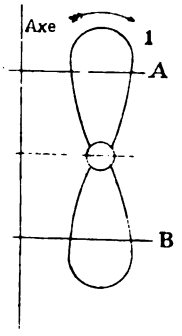
Comme nous l'avons dit plus haut, M. Huin trouve que l'avantage, à ce point de vue, reste à la disposition 1 (hélices supradivergentes).

Voici une autre démonstration de cette proposition, basée, comme le raisonnement de M. Huin, sur l'inclinaison des filets liquides par rapport à l'axe horizontal et longitudinal.

1° *Effet de l'inclinaison des filets liquides dans le plan horizontal.*

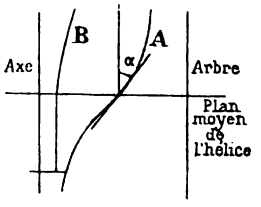
Si l'on trace dans la carène diverses sections horizontales coupant les ailes

Fig. 3.



Projection verticale vue de l'arrière.

Fig. 4.



Projection horizontale.

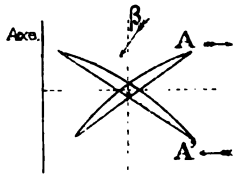
d'hélices supposées verticales, par exemple la section A et la section B (*fig.* 3) aux $\frac{3}{4}$ du rayon, on constate que, tandis que la section B (*fig.* 4) est, sur tous

les bâtiments, parallèle à l'axe par le travers de l'hélice, la section A, au contraire, s'écarte sensiblement de ce parallélisme.

L'angle α est de 5° 30′ sur le *Jean-Bart* et l'*Isly;* 6° 30′ sur l'*Alger;* 7° 15′ sur le *Bugeaud, Friant, Chasseloup-Laubat;* 3° sur le *Cécille;* 4° 45′ sur le *Pothuau;* 7° sur le *du Chayla,* le *Cassard,* le *d'Assas,* le *Latouche-Tréville,* le *Bruix,* le *Charner,* le *Chanzy;* 2° 30′ sur le *Galilée* et le *Lavoisier.*

Par suite, les filets liquides arrivent à l'aile en B parallèlement à l'axe, et à l'aile en A suivant une direction qui peut s'écarter de plusieurs degrés de la précédente (*fig.* 5).

Fig. 5.



Projection horizontale.

Supposons l'hélice tracée suivant la méthode Drzewiecki, avec un angle d'attaque de 2° 52′.

L'aile inférieure B a bien cet angle, mais l'aile supérieure ne l'a plus.

Si l'hélice tribord tourne dans le sens 1 (hélices supradivergentes), l'aile supérieure A agit comme si elle avait un pas plus grand. L'angle d'attaque est augmenté de l'angle β fait par les filets liquides avec le plan longitudinal.

Au contraire, si l'hélice tribord tourne dans le sens 2 (hélices supraconvergentes), l'aile supérieure A′ a un angle d'attaque diminué de β.

Or il résulte des différents essais que nous avons effectués sur des hélices, dont l'angle d'attaque variait de 1° à 8°, que le rendement de l'hélice varie assez peu lorsque l'angle d'attaque varie entre 1° 45′ et 5°, mais tandis qu'il décroît assez lentement au-dessus de 5°, il décroît très rapidement au-dessous de 1° 45′.

Si donc les filets liquides arrivent à l'aile supérieure sous une incidence de $\beta = 2°$ seulement, qui est certainement dépassée dans des bateaux de finesse moyenne, l'angle d'attaque devient 4° 52′ pour le sens de rotation 1 (hélices supradivergentes), et 0° 52′ pour le sens 2 (hélices supraconvergentes). L'aile aura un rendement assez bon dans le premier cas, très médiocre dans le second.

Si l'angle d'incidence atteint 3°, l'angle d'attaque de l'aile supérieure est d'environ 6° dans le sens 1 (hélices supradivergentes), 0° dans le sens 2 (hélices supraconvergentes). L'aile supérieure n'exerce plus aucune poussée dans ce dernier cas.

Enfin, si l'angle d'incidence dépasse 3°, l'aile supérieure travaille à contre en tournant dans le sens 2 (hélices convergentes), tandis que son rendement est simplement un peu diminué dans le sens 1 (hélices supradivergentes).

D'ailleurs, l'aile supérieure travaillant dans un milieu moins résistant, il n'y a qu'avantage à augmenter son angle d'attaque.

Par suite, le sens de rotation 1 (hélices supradivergentes) est le meilleur.

2° *Inclinaison des filets liquides dans le plan vertical.*

Si l'on fait passer des sections verticales par différents points des ailes supposées horizontales, on voit que l'angle de ces sections avec le plan horizontal, sur les bâtiments fins, est très sensiblement le même dans toute la projection horizontale du cylindre d'eau actionné.

Les hélices étant supposées écartées convenablement de la coque, on peut, par suite, admettre que les filets d'eau arrivent en tous les points du cercle décrit par l'hélice, avec une vitesse égale, et un angle d'incidence égal avec l'horizontale.

Dans ces conditions, on verra, comme ci-dessus, que l'angle d'attaque de l'aile descendante est augmenté, celui de l'aile ascendante diminué. Autrement dit, la poussée de l'aile descendante est augmentée, celle de l'aile ascendante est diminuée.

L'effet perturbateur produit est le même, quel que soit le sens de rotation adopté, il est donc indifférent à ce point de vue.

Faits d'expérience. — Il nous reste à voir si des faits d'expérience confirment la théorie émise.

En premier lieu, tous ceux qui ont assisté à des essais à grande vitesse sur les bâtiments où la seconde disposition (hélices supraconvergentes) est adoptée, ont été frappés de voir qu'il se formait à l'arrière dans l'axe une arête liquide, une sorte de crête très élevée, se dressant presque verticalement comme un mur à une hauteur considérable. Cette hauteur dépassait 2^{m} sur le *Dunois* et le *Lahire*. Il semble que les masses liquides, projetées par chaque hélice, viennent se presser l'une contre l'autre.

Il est certain pour tout esprit non prévenu que la vague d'arrière ainsi formée est beaucoup plus considérable qu'avec la disposition 1 (hélices supradivergentes), dans laquelle, au contraire, le courant d'eau des hélices paraît diverger.

Il y a donc perte d'énergie plus grande par la formation des vagues avec la disposition 2 (hélices supraconvergentes), et, par suite, un rendement moindre qu'avec la disposition 1 (hélices supradivergentes).

Enfin, on peut faire, au moyen des essais de divers bâtiments, des comparaisons qui nous paraissent tout à fait probantes à ce point de vue.

Ces bâtiments sont la *Durandal* et la *Hallebarde* d'une part, la *Pique* et l'*Épée* de l'autre.

Les coques sont absolument identiques, et ont été construites sur les plans de M. Normand. Mais, tandis que les machines de la *Durandal* et de la *Hallebarde*, construites par M. Normand, tournent avec la disposition 1 (hélices supradivergentes), celles de la *Pique* et de l'*Épée*, construites par la

Société des Forges et Chantiers au Havre, sur les plans de M. Sigaudy, tournent dans le sens 2 (hélices supraconvergentes).

Voici leurs données d'hélices, et les résultats des essais, à des puissances à peu près égales.

Les données sont celles des hélices en place pour les essais définitifs (on a essayé deux jeux d'hélices sur la *Hallebarde*, quatre jeux sur la *Pique*).

			Durandal.	*Hallebarde.*	*Pique.*	*Épée.*
Hélices..	Nombre d'ailes.....		4	4	4	4
	Diamètre extérieur.....		$2^m,31$	$2^m,34$	$2^m,30$	$2^m,30$
	Pas.....	au rayon de $0^m,60$.	$3^m,085$	$3^m,065$	$2^m,96$	N'a pas été relevé. Va en croissant comme celui de la *Pique*.
		» $0^m,90$.	$3^m,165$	$3^m,145$	$3^m,025$	
		» $1^m,10$.	$3^m,260$	$3^m,234$	$3^m,08$	
		moyenne.....	$3^m,192$	$3^m,170$	$3^m,0216$	$3^m,0282$
	Fractions de pas par aile.	au rayon de $0^m,60$.	$0^m,1322$	$0^m,1342$	$0^m,1455$	$0^m,1385$
		» $0^m,90$.	$0^m,0937$	$0^m,1013$	$0^m,1075$	$0^m,1047$
		» $1^m,10$.	$0^m,0474$	$0^m,0545$	$0^m,0487$	$0^m,0475$
		moyenne.....	$0^m,0911$	$0^m,0967$	$0^m,10056$	$0^m,0969$
	Diamètre du moyeu.....		$0^m,32$	$0^m,32$	$0^m,32$	$0^m,32$
Résultats des essais à grande vitesse.	Nombre de tours.....		$301^t,61$	$297^t,67$	$300^t,4$	$300^t,97$
	Puissance.....		5350^{chx} (1)	5199^{chx}	5441^{chx}	5429^{chx}
	Vitesse.....		$27^n,415$	$26^n,9$	$25^n,887$	$25^n,621$
	Maître couple immergé B^2....		$7^m,987$	$7^m,894$	$7^m,97$	$8^m,075$
	Déplacement D.		$279^t,919$	$276^t,091$	$287^t,2$	$297^t,23$
	Utilisation M dans $V = M\sqrt[3]{\frac{F}{b^2}}$		3,13	3,092	2,94	2,92
	» M' dans $V = M'\sqrt[3]{\frac{F}{D^{\frac{2}{3}}}}$		5,482	5,415	5,20	5,167

Ainsi, voici des bâtiments identiques comme carène. Les hélices sont fort peu différentes, les moyeux ont même diamètre. Il est fort probable aussi que les machines ont un rendement peu différent; le déplacement est, il est vrai, un peu plus fort pour la *Pique* et l'*Epée*. Mais nous croyons que ni la différence d'immersion, ni la différence des hélices, ni la différence des machines ne suffisent pour expliquer une différence d'utilisation telle qu'à puissance égale de 5400^{chx}, il y ait un écart de vitesse de $27^n,25$ (moyenne des *Durandal* et *Hallebarde*), à $25^n,75$ (moyenne des *Pique* et *Epée*), soit $1^n,5$, différence énorme à ces vitesses (2).

Nous concluons donc que la disposition 1 (hélices supradivergentes) est plus avantageuse que la disposition 2 (hélices supraconvergentes). On pourrait, d'ailleurs, pour éliminer à peu près toutes les causes qui vicient

(1) D'après les courbes résultant des essais progressifs.

(2) Nous ferons remarquer, en passant, la grandeur des vitesses circonférencielles réalisées. Elles atteignent $36^m,50$, ce qui montre que celle de $35^m,50$ que nous avons indiquée pour les hélices à adopter sur le *Dunois* et sur le *Lahire* (*Bulletin de l'Association Technique Maritime*, 1901) n'était pas exagérée.

Détermination du diamètre. — La valeur de N admise, au moins provisoirement, le diamètre en découle par la condition suivante tirée de la théorie de l'angle d'attaque, et confirmée pleinement par la pratique constante des hélices : *le diamètre extérieur,* qu'il est naturel de prendre le plus grand possible, puisque ce sont les éléments éloignés de l'axe qui sont le plus efficaces pour la propulsion, *ne doit pas dépasser une valeur telle que le rapport* $\frac{D}{a}$ *soit supérieur à* 1, *ou, ce qui revient au même, que le rapport* $\frac{DN}{V\,(\text{nœuds})}$ *soit supérieur à* 30.

(La valeur de $\frac{D}{a}$ sur presque tous les bateaux, à quelque catégorie qu'ils appartiennent, oscille autour de 0,9).

Mais cette condition, nécessaire pour obtenir un bon rendement global du propulseur, n'est pas toujours suffisante; il faut, de plus, en ce qui concerne les hélices rapides, que la vitesse circonférentielle ne dépasse pas une certaine valeur (30^{m} sur les grands bateaux, 35^{m} sur les torpilleurs, 50^{m} sur les destroyers à moteurs turbines), au-dessus de laquelle la cavitation peut se produire.

Dès lors, si l'on n'est pas limité par le tirant d'eau, on prendra le diamètre maximum compatible avec les deux conditions ci-dessus; on vérifiera seulement qu'il existe une hauteur d'eau suffisante au-dessus de l'hélice ($\frac{1}{6}$ environ du diamètre), et un jeu convenable entre le bord des ailes et la cage d'étambot (hélice unique), ou les flancs de la carène (hélices jumelles).

Dans le cas où le tirant d'eau permettrait l'installation d'un propulseur plus grand, et si, d'autre part, on n'est pas gêné par des conditions de poids de la machine, il ne faudrait pas hésiter à augmenter D et diminuer N, tout en conservant le produit DN constant, car il y a toujours avantage au point de vue de l'utilisation à prendre le plus grand diamètre possible, afin d'augmenter la masse d'eau attaquée par le propulseur et, par suite, diminuer la vitesse de recul communiquée à cette eau.

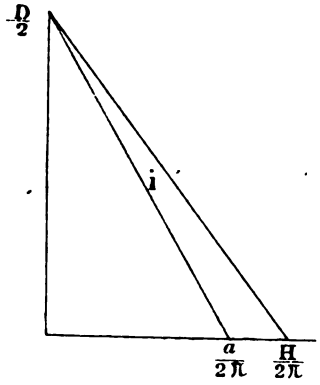
Au contraire, si l'on est limité par le tirant d'eau, on prendra le plus grand diamètre compatible avec ce tirant d'eau, et l'on vérifiera que son rapport à l'avance par tour ne descend pas trop au-dessous de 1 (0,75 doit être considéré comme la limite extrême inférieure). S'il en était ainsi, il conviendrait de diminuer a, c'est-à-dire adopter pour la machine un nombre de tours plus grand.

Détermination du pas. — Le diamètre et le nombre de tours arrêtés définitivement d'après les considérations qui précèdent, le pas s'en déduit immédiatement par la condition que l'angle d'attaque apparent à l'extrémité de l'aile

$$\operatorname{tang} i = \frac{\frac{H}{D} - \frac{a}{D}}{\pi + \frac{1}{\pi}\frac{aH}{D^2}}$$

$\left(\text{d'où } \frac{H}{D} = 3,5i + \frac{a}{D} \text{ très approximativement}\right)$ ait la valeur 2° qui convient à tous les types de bateaux, et qui caractérise un bon rendement général propulseur-coque à la vitesse maximum.

Fig. 1.

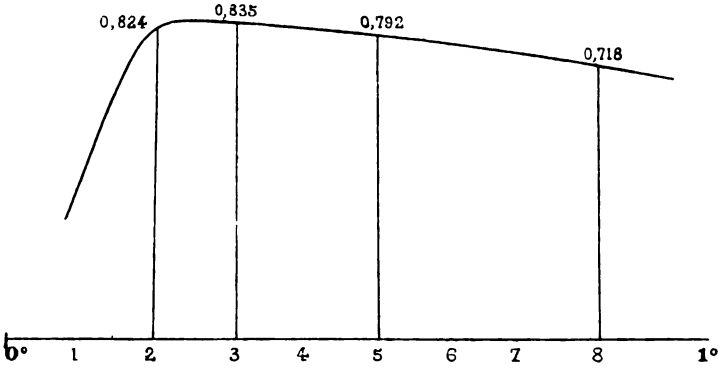


A cet angle d'attaque apparent 2° correspond un angle d'attaque vrai des filets liquides plus grand, $I = 4°$ à 6°, qui n'est pas l'angle optimum (2°,5), ou de meilleure utilisation de la surface propulsive proprement dite. Mais si l'on considère :

1° Que l'angle d'attaque diminue avec la vitesse;

2° Que la vitesse maximum V est accidentelle en service (sur les navires de guerre), et qu'il y a lieu surtout d'envisager la vitesse économique de route pour laquelle il y a un intérêt majeur à ce que l'angle d'attaque se rapproche le plus possible de l'angle optimum;

Fig. 2.



3° Enfin, qu'au voisinage du maximum, les variations de l'utilisation sont très peu importantes du côté des I croissants; on conclut que la règle donnée ci-dessus pour le calcul du pas est sûre; de même, il n'y a pas lieu de com-

pliquer la forme des hélices en adoptant des pas variables de l'extrémité de l'aile au moyeu, pour conserver un angle d'attaque constant, comme le préconisent certains auteurs.

Nous pensons que les hélices à pas constant, très faciles à mouler et à bien réussir de fonderie, sont tout aussi bonnes que certaines hélices théoriques, où tout est variable sur la surface des ailes : pas à l'entrée, pas à la sortie, pas au moyeu, au milieu et à l'extrémité, comme si de pareilles surfaces gauches topographiques étaient réalisables en pratique!

Le pas constant de notre hélice géométrique étant défini comme il vient d'être dit, on pourra vérifier que le recul correspondant, $\rho = 1 - \frac{a}{H}$, a la valeur habituelle comprise entre 8 et 15 pour 100, sans attacher d'ailleurs aucune importance à la valeur absolue de ce recul.

Fraction de pas totale. — C'est l'élément qui fixe les dimensions absolues de l'hélice, la grandeur de la surface poussante, et qui doit être tel, qu'à la vitesse V, l'avance par tour ait bien la valeur a prévue, et pour laquelle l'angle d'attaque est le plus convenable.

Or, dans l'hypothèse d'une hélice fictive, sans épaisseur ni moyeu, et à fraction de pas constante, j'ai établi en 1897, dans mon Cours de Théorie du navire à l'École du Génie Maritime, que la relation d'équilibre entre le propulseur et la carène, autrement dit l'égalité entre la poussée et la résistance à la marche, se traduit par la formule approchée

$$\left(\frac{D}{a}\right)^2 \frac{nfD^2}{B^2} = \frac{R}{IK},$$

dans laquelle

n est le nombre des hélices;

I l'angle d'attaque vrai relié aux éléments de l'hélice par

$$\frac{H}{D} = 0{,}061 + s\frac{a}{D} \qquad (I \text{ en degrés}),$$

s coefficient de sillage $= 0{,}80$ en moyenne;

R coefficient de résistance à la marche de la carène, en tenant compte de l'influence du propulseur;

K un coefficient numérique proportionnel à la résistance du plan mince dans l'eau sous les faibles incidences ($= 10$ environ, kilog., mètre, et degrés pour unités).

Cette formule doit être interprétée de la manière suivante : étant donnés D et H, elle définit la surface poussante capable d'imprimer au navire effectivement la vitesse V (caractérisée par R) à N tours, ou de réaliser l'avance par tour a avec l'angle d'attaque correspondant.

Ladite formule, jointe à l'expression de l'angle d'attaque I, permettrait

donc de déterminer, *a priori,* la surface poussante d'une hélice à fraction de pas constante répondant à un programme donné, si l'on connaissait exactement, pour chaque type de navire, les coefficients K, R et *s*.

Mais ces coefficients ne sont connus qu'imparfaitement, et, en tous cas, ils varient avec les formes de la carène, les positions relatives de la coque et du propulseur, la vitesse, etc,; de plus, la fraction de pas n'est pas constante sur toute la longueur de l'aile; celle-ci peut avoir des formes quelconques; *f*, dans notre formule, sera donc la fraction de pas moyenne des ailes ou la moyenne des fractions de pas aux différentes sections ($\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{3}{4}$, $\frac{1}{1}$) de chaque aile multipliée par le nombre d'ailes.

Dans la pratique, c'est par comparaison avec des hélices de navires analogues que l'on déterminera la fraction de pas moyenne totale, l'élément qui fixe précisément les dimensions absolues du propulseur quand on a choisi H et D.

Mais sur des navires analogues munis d'hélices bien proportionnées (et il n'en manque pas à l'heure actuelle) l'angle d'attaque I est très sensiblement le même, ainsi que K et R; sur ces navires, par conséquent, le rapport $\left(\frac{D}{a}\right)^2 \frac{nfD^2}{B^2}$ doit avoir la même valeur, ou à peu près. Vérifions :

CUIRASSÉS :

Tréhouart	0,109
Bouvines	0,108
Jemmapes	0,112
Requin	0,087
Neptune	0,097
Hoche	0,089
Brennus	0,097
Carnot	0,111
Charles-Martel	0,118
Bouvet (hélices latérales)	0,097
Charlemagne (hélices latérales)	0,088

CROISEURS :

Friant	0,138
Descartes	0,123
Tage	0,142
Isly	0,147
Suchet	0,142
Wattignies	0,135
Protet	0,120
Alger	0,142
Coëtlogon	0,134
Lavoisier	0,147
Guichen	0,154

BATEAUX-TORPILLEURS :

Torpilleur 154	0,239
» 189	0,220
» 247	0,255
Zouave	0,250
Dragon	0,225
d'Iberville	0,260

L'accord entre les chiffres d'une même catégorie est remarquable, et l'on peut poser comme une règle suffisante et commode dans la pratique pour l'établissement d'un projet d'hélice, à défaut de termes de comparaison :

Cuirassés 16 à 18 nœuds	$\left(\frac{D}{a}\right)^2 \frac{nfD^2}{B^2}$	0,10
Croiseurs 18 à 22 nœuds	»	0,14
Torpilleurs 23 à 28 nœuds	»	0,24

Ces chiffres, qui ne sont, bien entendu, que des moyennes pour les vitesses indiquées, peuvent présenter des différences d'un navire à l'autre dans la même catégorie, suivant la finesse des formes, l'état de propreté de la carène, le tracé du propulseur, etc. Mais on observera que le coefficient $\left(\frac{D}{a}\right)^2 \frac{nfD^2}{B^2}$, ou simplement la résistance relative de l'hélice $\frac{fD^2}{\frac{B^2}{n}}$ croît avec la vitesse, et qu'il est bon de tenir compte de ce fait quand on passe d'un navire de comparaison à un navire semblable de vitesse plus grande.

Voilà donc la fraction de pas déterminée; si les proportions sont bien établies, f doit être compris entre 0,15 et 0,45. Il y aurait inconvénient à dépasser ce dernier chiffre, l'expérience comme la théorie ayant montré qu'au delà d'une certaine valeur la fraction de pas est sans effet sur la force propulsive, et nuit plutôt au rendement, à cause des frottements.

Le tracé de l'hélice s'effectuera à la manière ordinaire, en répartissant la fraction de pas moyenne par aile, aux différentes sections cylindriques, par analogie avec une hélice de même type, de façon à réaliser une largeur d'aile à peu près constante dans toute la partie efficace de l'aile, du milieu à l'extrémité.

Remarque. — Telle est, dans ses grandes lignes, la marche à suivre dans la détermination d'un propulseur hélicoïdal. On notera que nous n'avons pas fait intervenir dans cette détermination la puissance de la machine. C'est qu'en effet, un propulseur doit être avant tout approprié au navire en vue d'une vitesse déterminée. C'est donc à l'auteur du projet de coque qu'incombe

le soin de calculer l'hélice, après entente pour le nombre de tours avec le constructeur de la machine; mais celui-ci n'a pas à s'inquiéter de la vitesse du bâtiment, il doit seulement fournir à une allure N une puissance F, qui lui est donnée par l'auteur du projet de coque, et estimée par lui $F = \frac{B^2 V^3}{M^2}$.

Comme cette puissance peut être réalisée avec une hélice quelconque de résistance appropriée, il importe que la *coque* fixe à la *machine* les dimensions du propulseur, tout au moins le diamètre et le pas, ces deux éléments principaux qui doivent toujours être choisis en vue du rendement maximum.

Retouches en cours d'essais. — Dès lors, aux essais, si l'hélice n'a pas la résistance voulue, deux cas sont à considérer :

1° *L'hélice n'est pas assez résistante.* — Elle tourne trop vite pour la puissance F, ce qui peut être un inconvénient pour la machine, ou bien l'avance par tour est insuffisante, l'angle d'attaque apparent notablement plus grand que 2°, ce qui est mauvais pour l'utilisation. Dans ce cas, le remède, en ce qui concerne la machine, consisterait à tordre les ailes de l'hélice pour augmenter le pas; mais ce faisant, comme l'avance par tour ne croît pas dans la même proportion que le pas, le recul augmenterait, et le rendement serait encore plus mauvais. La véritable solution pour le navire est de changer le propulseur, et de le remplacer par un autre à plus grande fraction de pas.

2° *L'hélice est trop résistante.* — La machine ne peut pas faire sa puissance, ou le bâtiment sa vitesse, faute de tours. Dans ce cas, la solution tout indiquée est de diminuer la fraction de pas en coupant sur le bord des ailes.

Aussi convient-il de calculer les hélices plutôt plus résistantes que pas assez, quitte à enlever de la matière si les essais en démontrent la nécessité.

DISPOSITIONS INTÉRESSANTES

DANS LE TRACÉ

DES PLUS GRANDS NAVIRES A VAPEUR

A PASSAGERS ET A MARCHANDISES, D'AMÉRIQUE,

PAR M. WILLIAM-A. FAIRBURN,
Ingénieur naval et Ingénieur mécanicien.

Les plus grands vapeurs à passagers et à marchandises construits jusqu'ici en Amérique, et les plus grands porteurs de poids mort du monde entier sont en ce moment en construction dans le chantier de l'*Eastern Shipbuilding Company,* à New-London (Connecticut), sur des plans (coque et machine) préparés par l'auteur de ce mémoire. Ces deux navires, destinés à développer rapidement le commerce transpacifique, ont été commandés par la *Great Northern Steamship Company,* de Seattle (Washington), dont le Président est M. James-J. Hill. L'*Eastern Shipbuilding Company*, qui est maintenant une branche de la *United States Shipbuilding Company,* a été organisée et constituée il y a trois ans avec M. Charles-R. Hanscom comme Président, et, avant qu'un emplacement convenable pour l'outillage choisi eût été trouvé, la Compagnie passa un contrat avec M. Hill pour les deux plus grands navires qui aient jamais été construits. Accorder une commande évaluée à environ cinq millions de dollars à une Compagnie qui n'avait ni outillage, ni chantier, ni organisation de travail, et qui n'avait qu'une simple existence légale, est un acte remarquable, même dans cette Amérique indépendante et active; il ne peut donc être que spécialement intéressant pour les constructeurs d'Europe, dont les caractéristiques nationales tendent sans aucun doute vers le conservatisme, l'étude de sang-froid des affaires, et qui sont habituellement influencés par les précédents et l'expérience du passé.

Les chantiers de l'*Eastern Shipbuilding Company* méritent l'attention. Ils sont peu étendus, et, bien que comprenant quelques grandes machines-outils pour la construction des coques, ils donnent une impression de

non-permanence. N'étant pas outillés pour la construction des appareils moteurs, machines et chaudières, ils ont été établis sans fouilles, dragages, battage de pilotis, sans presque niveler le sol. Les bâtiments sont tous en bois, et c'est un spectacle phénoménal pour des constructeurs Européens expérimentés, de voir deux vapeurs de 20000 tonnes construits en pleine campagne, la totalité des ateliers se composant de trois bâtiments en bois, et d'une vieille rotonde de chemin de fer, groupés le long de deux cales de 650 pieds de long.

L'*Eastern Shipbuilding Company* n'a jamais employé jusqu'ici plus de 1375 hommes, tout compris; on peut donc penser que, dans ces conditions, la vitesse de construction ne peut approcher de celle des chantiers anciennement établis, et bien outillés, qui s'occupent de constructions analogues.

Les quilles des vapeurs de la *Great Northern C°* ont été posées vers la fin de 1900, et avant que le présent mémoire soit lu à Paris, le premier de ces deux navires, qui prendra le nom de *Minnesota,* aura été lancé, après être resté sur cale environ 27 mois. Le second navire s'appellera probablement *Dakota,* et sera lancé en octobre prochain.

Ces navires sont d'un type nouveau; ils sont un compromis entre les transatlantiques moyens, et les grands cargo-boats à grand rayon d'action et à formes pleines. Ils sont avant tout des vapeurs de charge, et bien qu'ils portent un grand nombre de passagers, et soient magnifiquement installés, aucun détail de l'installation des passagers ne vient amoindrir la capacité et la puissance de transport. Les navires sont tracés en vue d'une vitesse d'essai en charge de 14 nœuds, et pour une vitesse continue de 12 nœuds dans des conditions de mer moyennes.

Leurs principales caractéristiques sont :

A. Proportions inusitées : grande largeur, grand creux et formes pleines.

B. Excellentes machines, largement installées, et puissance de chaudières supérieure de 35 pour 100 à celle de la machine.

C. Grand développement de l'électricité.

D. Grande puissance de transport, en poids mort et en volume.

E. Puissants moyens de chargement et de déchargement.

F. Grande endurance, et grand rayon d'action.

G. Formes élégantes.

H. Coques solides, lourdes et vigoureusement renforcées.

Ces navires sont construits suivant les règles et sous la surveillance spéciale du Lloyd Anglais. Ce sont des navires à cinq ponts, avec un pont supérieur vigoureux, et sans superstructures; mais ils sont désignés par le Lloyd comme navires à Awning-deck, ce qui est une fausse appellation, car le pont que l'on désigne comme Awning-deck ou Weather-deck est la fibre supérieure de la poutre creuse, qui résiste à la flexion. Tracé et construction, tout est Américain dans ces navires, et il n'y entre pas de matériaux étrangers. C'est un produit

vraiment national, et ils représentent le type le plus élevé de l'art du constructeur Américain.

Les particularités suivantes de ces navires paraissent devoir être intéressantes.

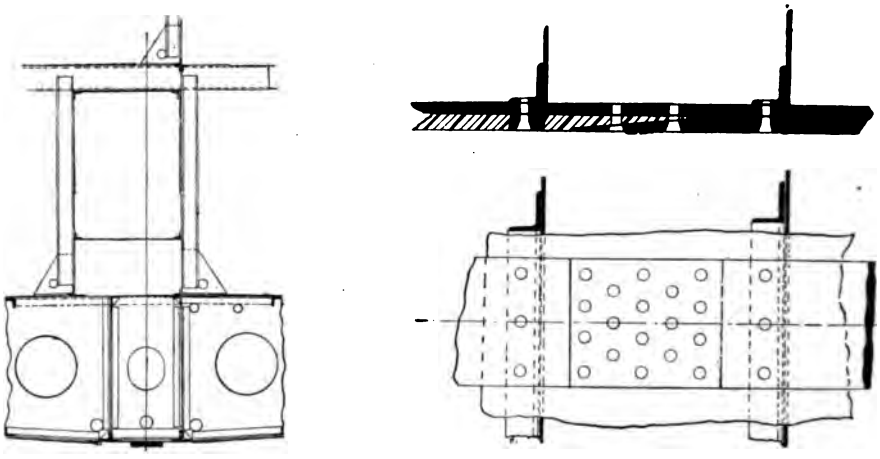
1. Proportion et résistance. Dimensions. — Les navires ont 608 pieds entre perpendiculaires, 73 pieds de bau, et 54 pieds de creux, en abord jusqu'au pont supérieur (creux minimum). Le rapport de la longueur à la largeur est de 8,33, de la longueur au creux de 11,26, et de la largeur au creux 1,35. La longueur a été commandée par celle des bassins de radoub de la côte du Pacifique, et la nécessité de fournir la plus grande capacité de chargement possible, avec une longueur limitée à 608 pieds, motive une largeur en apparence excessive. Le creux a été fixé, ainsi qu'il est dit plus haut, à 54 pieds, à cause de la grande largeur, de la faible densité probable des chargements, et de la possibilité d'accroître le tirant d'eau en charge, et aussi parce que le wheather-deck pouvant, avec un faible accroissement de dépense, devenir un pont résistant, on obtenait un accroissement de la résistance à la flexion, du moment d'inertie, et du moment de résistance, correspondant à une augmentation de 17,5 pour 100 dans la hauteur de la poutre tubulaire. Un grand creux réduit aussi la stabilité inititiale, en élevant le centre de gravité, ce qui tend à rendre le navire plus confortable par mer agitée. Il n'y a aucune discontinuité de résistance dans aucune des quatre faces de la poutre. Les navires dont le carreau et les liaisons longitudinales du pont supérieur ne sont pas continus, donnent invariablement des signes de faiblesse, et l'expérience a démontré que la continuité de résistance des liaisons éloignées de l'axe neutre est essentielle, pour affronter avec succès les dures épreuves de la mer.

2. Échantillons, et données générales de la construction. — Ces navires sont les plus forts qui aient jusqu'ici été construits sous la surveillance du Lloyd Anglais. Le double fond est formé de tôles épaisses, renforcées par des liaisons longitudinales rapprochées. Il y a cinq ponts continus, dont l'espacement varie de 8 pieds au minimum à 11 pieds 6 pouces au maximum, en abord. Les membres et les barrots sont espacés de 30 pouces au maître, et de 27 pouces aux extrémités. L'épaisseur maximum de la virure de carreau est de 5,1 pouces, avec rivetage à 5 rangs; les tôles qui le constituent ont au maximum 1,2 pouce. La quille a une épaisseur maximum de 4 pouces, avec trois rangs de rivets, et, aux recouvrements des galbords, l'épaisseur atteint en certains endroits 4 $\frac{3}{8}$ pouces, avec cinq rangs de rivets. Les tôles les plus épaisses sont : la quille extérieure, 2 pouces; la quille intérieure, 1 $\frac{1}{4}$ pouce, et le carreau, 1 pouce. Sauf pour les quilles, il n'est pas employé de tôles de plus de 1 pouce. Partout où la résistance à obtenir nécessite une section plus forte, on a mis des tôles doublantes; l'épaisseur de ces tôles est généralement

1 pouce au maître, et va en diminuant aux extrémités. Tous les barrots jusqu'au pont supérieur sont des barres en U; il en est de même pour les membres sur $\frac{3}{5}$ de la longueur, ainsi que pour les hiloires, les épontilles et les renforts spéciaux. On emploie partout des rivets en acier. Le diamètre maximum des rivets de quille est de 1 $\frac{1}{4}$ pouce, et de ceux du carreau 1 $\frac{1}{8}$; les rivets employés dans le reste de la coque ont généralement 1 pouce. Tous les gros rivets, et la moitié des petits, sont rivés pneumatiquement. Tous les ponts, cloisons, roofs, épontilles et hiloires, écoutilles, baux, membres, le platelage des ponts, et généralement toutes les pièces d'acier, à l'exception du bordé extérieur et du plafond du double-fond ont été travaillés sur calibre (*Universal template method*). Tous les trous de rivets ont été alésés avant d'être remplis à la riveuse pneumatique, et c'est une opération très coûteuse.

3. Construction de la quille. — Il y a deux quilles verticales, espacées de 36 pouces, disposées comme l'indique la figure 1. La cloison longitudinale est

Fig. 1.



Double fond, carlingue centrale et chambre de drainage.

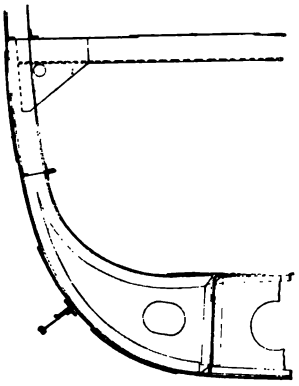
Écart de quille.

directement à l'aplomb d'une de ces quilles. La quille intérieure est horizontale entre les quilles verticales, et leur est réunie à angle droit par des cornières. Les abouts de la quille intérieure sont garnis de doubles couvre-joints, et la quille extérieure est assemblée à écarts.

4. Tracé du double-fond. — Le double-fond ne descend pas jusqu'au tournant de la varangue aux extrémités du navire, ainsi qu'il est universellement d'usage; le plafond est légèrement incliné suivant un angle constant sur toute la longueur du navire; toutes les tôles gouttières du double-fond sont dirigées normalement au bordé extérieur, et les formes du navire sont telles que le

résultat de cette disposition, en ce qui concerne la solidité, la capacité du water-ballast, la résistance en cas d'échouage, etc., sont excellents, en même temps que le tracé est remarquablement simple, et l'exécution économique. Les membrures sont interrompues à l'aboutissement du double-fond, et la liaison de la varangue et des gouttières du double-fond a été bien étudiée. Outre les doubles couvre-joints ordinaires, une tôle de liaison en abord a été installée, de manière à relier les membrures renversées du taquet de varangue au platelage, ainsi que l'indique la figure 2. Les membrures princi-

Fig. 2.



Quille de roulis, et cloison latérale du double fond.

pales, qui sont formées de lourdes barres en U de 12 pouces, sont ouvertes, et façonnées de manière à recevoir des taquets ou triangles en tôle. Cette disposition, qui est une innovation sur les navires marchands, est simplement la résurrection d'un ancien mode de construction.

5. Coursive de tuyautage, et drain d'épuisement.— Les plans de ces navires, préparés il y a près de quatre ans, comportaient l'établissement d'une coursive de tuyautage, qui, à cette époque, était une innovation marquée. Quelques navires récemment construits ont été munis de coursives pour le passage du tuyautage, mais les navires de la *Great Northern Co* sont construits avec une coursive de tuyautage à l'avant, et des tunnels d'arbres à l'arrière, dont les dimensions et la disposition sont tels, que tous les tuyautages d'épuisement, de manœuvre de lest, et tous les autres tuyaux d'eau, aussi bien que le tuyautage de vapeur extérieur à la machine, soient absolument accessibles, quelles que soient les conditions de chargement. Il n'y a pas un tuyautage d'épuisement ou de manœuvre du lest d'eau, qui ne puisse être examiné à la mer, les cales étant remplies par le chargement. La coursive du tuyautage règne à l'avant depuis la cloison avant des chaudières jusqu'à la cale n° 1, et est également employée comme passage, pour aller de la chambre de chauffe aux logements des chauffeurs sous le gaillard d'avant. Toutes les cellules du double-fond de

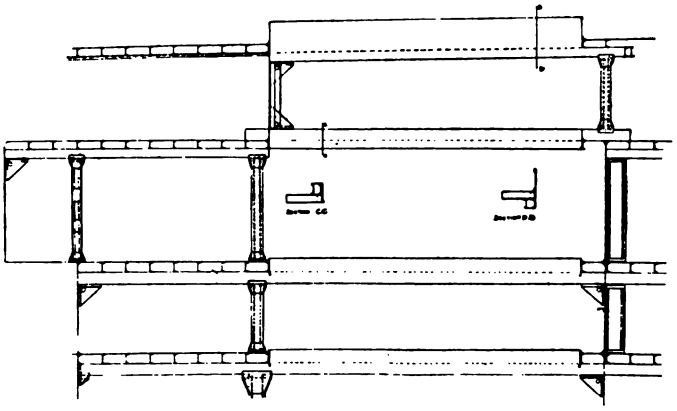
l'avant du navire sont accessibles de la coursive de tuyautage, au moyen de trous d'homme, et les deux tunnels d'arbres sont disposés de manière à remplir le même office à l'arrière des machines. L'un des traits les plus nouveaux et les plus intéressants de ces navires est le drain d'épuisement, qui est composé de larges tuyaux rectangulaires en tôle d'acier, lesquels réunissent chaque compartiment du navire aux pompes placées dans la chambre des machines. Le tuyautage de cale des navires de commerce est habituellement installé d'après les règles de Lloyd, qui exigent pour les navires de plus de 3000t (Register), dans chaque cale, deux tuyaux d'aspiration de 3 ½ pouces, ou un de 3 ½ pouces et deux de 2 ¾ pouces, selon qu'on met des aspirations latérales, ou bien une aspiration centrale et deux latérales. En cas d'accident, les aspirations des pompes à vapeur, installées pour épuiser un compartiment de la cale dans les navires des types ordinaires, et établies suivant les règles de classification les plus perfectionnées, sont insignifiantes et sans valeur, la section d'aspiration totale ayant seulement 19 ¼ ou 21 ½ pouces carrés, ce qui équivaut à un diamètre de 5 pouces. Le tuyautage de cale est installé comme tuyautage d'épuisement, et est tout à fait insuffisant en cas d'accident.

Sur les navires de la *Great Northern*, le drain d'épuisement est installé entre le plancher de la coursive de tuyautage ou des tunnels des arbres, et le plafond du double-fond, utilisant ainsi un espace, qui serait sans cela inoccupé. La section est suffisante pour alimenter, quel que soit le compartiment envahi, toutes les pompes des machines qui sont reliées à la cale, savoir : la pompe de circulation, la pompe à lest, la pompe à incendie, les pompes alimentaires, et à la rigueur les pompes à air. Ces huit pompes, fonctionnant à puissance maximum, peuvent enlever 5560t d'eau de mer par heure. D'autres pompes placées dans les machines, qui pourraient être mises en communication en cas de nécessité, telles que les pompes à lavage, etc., pourraient porter la puissance de pompage à 6200t par heure, ou plus de 103 ⅓ tonnes par minute. Donc la quantité d'eau qui peut être enlevée de tout compartiment inondé, au moyen du tuyautage d'épuisement et de la totalité des pompes des machines, est équivalente *par minute* à la puissance de pompage *par heure* du système de pompage des navires de commerce ordinaires. Pour le cas où les compartiments des chaudieres seraient endommagés, et mis en communication avec la mer, les éjecteurs à escarbilles sont disposés de manière à pouvoir fonctionner comme éjecteurs de cale. Les pompes à bras ordinaires, exigées par les règlements, sont en outre installées dans chaque compartiment du navire, en dehors des compartiments des machines. La figure 1 indique la disposition générale de la coursive de tuyautage et du grand drain. Des vannes à mouvement horizontal et double crémaillère, actionnées de la coursive ou des tunnels, mettent en communication le grand drain avec chaque compartiment du navire. Ces vannes sont exactement fermées, et ne peuvent être ouvertes qu'au moyen de clés, confiées au chef mécanicien. Un indicateur électrique avec cadran sera probablement installé dans la chambre

des machines, de manière à prévenir le mécanicien de quart au cas où une vanne aurait été, par malveillance ou ignorance, manœuvrée et ouverte.

6. Épontilles, et hiloires. — Ces bâtiments sont les premiers qui, construits sous la surveillance d'une société de classification connue, aient été munis d'épontilles largement espacées, et d'hiloires renversées. Une cloison longitudinale fortement raidie est placée près du plan diamétral du navire, sur toute sa longueur; par suite, des épontilles latérales sont seules nécessaires pour supporter les différents ponts. Il n'y a qu'une épontille dans chaque cale de chaque bord, et elle est placée à l'un des angles de l'écoutille. Les hiloires longitudinales des écoutilles descendent au-dessous du can inférieur du barrot, et forment un côté d'une poutre tubulaire, qui traverse la longueur du compartiment. La figure 3 représente la disposition générale des

Fig. 3.



Épontilles et hiloires.

épontilles et des hiloires, et l'on verra que les barres en U y sont largement employées. Dans quelques endroits, où l'on a besoin d'une grande hauteur d'entrepont, les hiloires sont placées au-dessus des barrots. Toutes les hiloires s'arrêtent à des cloisons transversales, auxquelles elles sont vigoureusement liées. Les cloisons sont raidies par des nervures en tôle, et jouent le rôle d'épontilles, aux points où les hiloires viennent s'y attacher. Les avantages que ce système d'épontilles largement espacées présente sur le système ordinaire d'épontilles nombreuses et rapprochées, sont :

1° Réduction du prix de construction.

2° Construction plus forte, et plus résistante.

3° Absence d'épontilles par le travers des panneaux; suppression des épontilles mobiles.

4° Facilité plus grande pour la manœuvre et l'arrimage du chargement.

5° Économie de poids.

7. Écoutilles et sabords. — La cloison centrale, mentionnée plus haut, divise en quelque sorte ces navires en deux navires séparés. Ce sont les premiers vapeurs dont les plans comportent une double file d'écoutilles à chaque pont, placées en regard sur toute la longueur. Les écoutilles ont en moyenne 22 pieds 6 pouces de long, et 14 pieds 2 pouces de large. Il y a dix grands sabords de chargement de chaque bord au-dessous du pont principal, ce qui est une importante innovation. Écoutilles et sabords ont les angles arrondis et renforcés; en outre, des tôles de renfort rétablissent la continuité de résistance, et la ramènent à ce qu'elle serait s'il n'y avait pas d'ouverture. Les virures de bordé interrompues par les écoutilles ou les sabords ont une épaisseur inférieure à la normale, les virures continues sont surépaissies d'une quantité équivalente. Toutes les ouvertures percées dans les parties qui contribuent à la résistance longitudinale sont convenablement renforcées. Tous les ponts sont parallèles à la quille, sauf le pont supérieur (weather deck), qui reçoit la tonture convenable pour l'aspect extérieur. La longueur des compartiments, et la disposition des écoutilles ont été étudiées de manière que toute espèce de cargaison, objets longs, épais, larges ou encombrants puissent être embarqués. Le dispositif d'embarquement du charbon se compose de sabords à charbon ordinaires, de larges portes latérales à charbon ou à cargaison, de trous d'homme et de panneaux de pont.

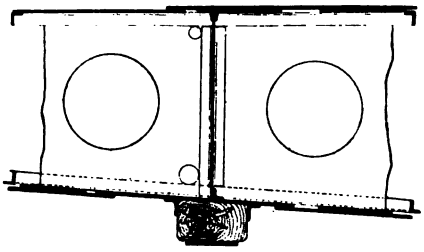
8. Soutes à charbon. — Les soutes principales, d'une capacité de 4133^{t}, sont placées au-dessus des chaudières. Les cloisons sont inclinées, et vont aboutir aux trémies, de façon qu'une bonne partie du combustible puisse descendre par son poids aux chambres de chauffe sans intervention des soutiers. Des soutes de réserve, d'une capacité de 2063^{t}, sont placées immédiatement à l'avant des chaudières.

9. Coursive des vivres. — Une disposition intéressante est la coursive des vivres, qui est établie entre le pont principal et les ponts supérieurs, au centre du navire; l'une de ses cloisons est directement au-dessus de la cloison centrale, et la coursive passe entre les deux culottes de la cheminée. Ce passage met en communication directe la cuisine, les boulangeries de première et de deuxième classe et les soutes aux vivres, et forme une communication directe, et invisible du pont ou des logements des passagers.

10. Quilles d'échouage et quilles de roulis. — Ces navires sont les premiers navires de commerce, qui aient reçu des quilles d'échouage. Ces quilles règnent sur une longueur d'environ 350 pieds, dans la région milieu, et leurs cans inférieurs sont dans le plan de la quille centrale, qui est rectiligne sur environ 540 pieds. La figure 4 indique la disposition générale des quilles d'échouage. Pour des navires larges et lourds, elles sont d'une grande utilité, rendent facile et peu dangereuse la mise au bassin. Elles servent aussi de quilles de

roulis. Les navires de la *Great Northern* sont aussi munis de quilles de roulis de la disposition ordinaire (voir *fig.* 2).

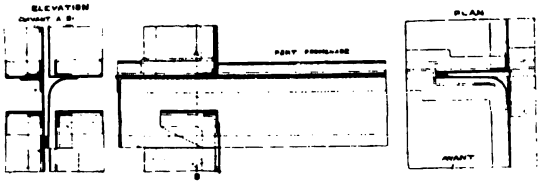
Fig. 4.



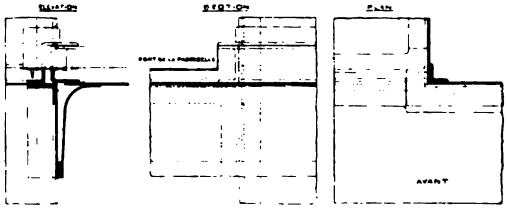
Quille d'échouage.

11. Joints élastiques et entretoisement des roofs. — Ces navires ont un pont ras, avec roofs relativement légers, et non continus. Les roofs centraux n'occupent que 27,3 pour 100 de la longueur du navire, mais, même avec cette faible longueur, il a été jugé utile d'établir un joint élastique, pour éviter à la fibre supérieure des efforts de flexion au roulis. La figure 5 indique la dis-

Fig 5.



Joint flexible des roofs.



Joint flexible du puits à charbon.

position générale du joint élastique. Pour éviter la déformation des roofs, et leur déplacement latéral, on les a munis de liaisons diagonales formées de larges barres plates travaillant par traction, placées entre les cloisons de menuiserie; des nervures latérales en tôle, ainsi que des cloisons partielles, ont été installées où il a semblé avantageux.

12. Étrave et étambot. — Toutes ces pièces, y compris la pièce supérieure de l'étrave et la mèche du gouvernail, sont en acier fondu.

Chaque étambot est en six pièces, et la carcasse du gouvernail est également formée de six pièces, réunies par de forts assemblages.

Les V qui supportent les hélices pèsent 62 500 livres par navire; chaque étambot, boulons non compris, 129 270 livres; chaque carcasse de gouvernail, 85 225 livres; la plus lourde pièce du gouvernail pèse 19 800 livres. Les pièces coulées les plus lourdes de toute la construction de l'arrière sont les V porte-hélices, qui pèsent 31 250 livres chacun.

Les gouvernails sont partiellement compensés ; le poids du gouvernail et d'une partie de son mécanisme de commande est porté par une plaque tournante à galets, placée sur le pont supérieur. Toutes les pièces de la carcasse du gouvernail sont boulonnées, et en outre sont vigoureusement clavetées à chaque extrémité.

Les aiguillots sont en bronze, et tournent dans des fémelots garnis de gaïac. Les bras des supports des propulseurs sont recourbés horizontalement, et les paliers sont reportés en arrière des supports, de manière à faire travailler l'hélice dans une eau non agitée, et à établir ainsi une bonne liaison entre les supports, la partie centrale de la charpente de l'arrière et la coque proprement dite. Toutes les pièces de l'étambot et de la carcasse du gouvernail sont réunies par des boulons, et non par des rivets. L'étrave est en deux pièces, et pèse complète 13 310 livres.

13. Tuyautage d'épuisement et de lest d'eau. — Tout le tuyautage de lest d'eau et d'épuisement est placé dans la coursive de tuyautage à l'avant, et les tunnels à l'arrière. Le double fond est divisé par des longitudinales étanches, sous chaque grande cale, en trois compartiments séparés. Un tuyau de 5 pouces court à l'intérieur du double fond, jusqu'au point le plus bas à épuiser dans chaque cellule, et les trois tuyaux de 5 pouces se réunissent dans la coursive ou le tunnel à un tuyau de 8 pouces; les valves sont clairement marquées, et placées dans des endroits accessibles, dans la coursive. Le tuyau du water-ballast de chaque cale va aboutir à une boîte à plusieurs directions, dans le compartiment des machines.

Le tuyautage de cale se compose de tuyaux de 3 ½ pouces, partant de l'angle compris entre le bordé et le double fond, au point le plus bas de chaque cale, et de chaque bord. Le plafond du water-ballast a une déclivité de 6 pouces, de sorte que, quand le navire est droit, l'eau est facilement aspirée par les pompes. Dans les parties où règnent la coursive de tuyautage et les tunnels, on ne multiplie pas les aspirations, mais on emploie des tuyaux d'équilibrage, de sorte que toute l'eau de la cale, quelle que soit la bande, trouve son chemin vers un des tuyaux d'aspiration. Les branchements du tuyautage de cale courent dans le double fond, jusqu'à leur jonction au grand drain. Dans la coursive avant sont placés à tribord quatre tuyaux à lest de 8 pouces, qui desservent les compartiments du double fond, correspondant aux cales 2, 3, 4 et 5, et un tuyau de 5 pouces, qui va au compartiment unique situé sous la cale 1.

Du côté bâbord, un tuyau d'épuisement de cale de 5 pouces vient de la cale 1; son diamètre est porté à 7 pouces à l'endroit où arrivent les tuyaux d'épuisement de la cale 2, puis à 8 pouces, à l'endroit où il reçoit l'épuisement de la cale 3. Le drain de cale continue, avec son diamètre de 8 pouces, jusqu'à une boîte à plusieurs directions, dans la machine. Il y a aussi un tuyau d'aspiration de 6 pouces pour le compartiment de collision. Le tuyautage du water-ballast de l'arrière est placé dans le tunnel tribord, et le drain de cale dans le tunnel de bâbord. Le premier se compose de deux tuyaux de 8 pouces, et deux de 7 pouces, venant respectivement des cellules placées sous les cales 6 et 7, et sous les cales 8 et 9. Le tuyautage d'épuisement a 5 pouces au départ de la cale 9, 7 pouces après la cale 8, et 8 pouces depuis la cale 7 jusqu'à la boîte à directions multiples. Il y a aussi deux tuyaux d'aspiration de 5 pouces, spéciaux pour les tunnels. Les avantages de ce système d'épuisement sur le système classique habituel sont les suivants :

1° Réduction du tiers ou du quart du nombre des tuyaux;

2° Réduction de l'espace occupé par le tuyautage;

3° Réduction du prix et du poids;

4° Simplicité d'installation et de manœuvre.

Ce système très flexible permet les opérations suivantes :

1° L'une quelconque des cellules du double fond de l'avant peut être vidée, et son eau peut être déversée dans l'une quelconque de celles de l'arrière, et *vice versa*.

2° On peut rejeter au dehors l'eau de l'une quelconque des cellules, ou de toutes à la fois.

3° On peut remplir d'eau l'une quelconque des cellules, ou toutes à la fois.

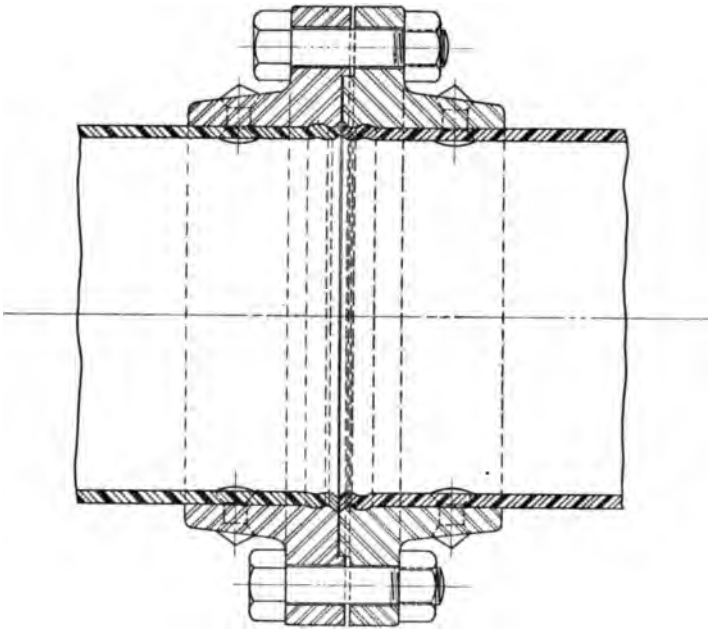
4° Deux pompes à lest d'eau, la pompe à incendie et la pompe alimentaire peuvent être à volonté mises en communication avec le tuyautage.

Tout tuyau de plus de 100 pieds de long est muni d'un joint élastique ondulé, en plomb, afin qu'il puisse suivre les déformations du navire, en mer agitée.

14. Tuyautage de vapeur principal et auxiliaire. — Les vapeurs de la *Great Northern C°* sont les premiers navires de commerce munis de tuyaux de vapeur en acier sans soudure. Les conduites principales de vapeur ont 11 pouces de diamètre intérieur, et la pression est de 250 livres par pouce carré. Les pinces sont en acier fondu, mâle et femelle, avec ondulations et bords arrondis, ainsi que l'indique la figure 6; le tuyau d'acier est mandriné dans la pince. Les valves sont en bronze (type Marine), de même modèle que si elles étaient en fonte. Un tuyau transversal réunit les conduits de tribord et de bâbord près des machines principales. Les principaux tuyaux de vapeur des machines auxiliaires sont également en acier sans soudure. Les huit chaudières arrière ont des tuyaux auxiliaires de 4 pouces. Ces tuyaux supportent la pression complète de la vapeur jusqu'à un détendeur Leslie, placé dans la chambre de la machine, lequel ramène la pression à 150 livres. A partir de ce détendeur,

on emploie pour les tuyaux secondaires d'épais tuyaux en cuivre étiré. Le tuyau en acier est muni de nombreux joints glissants, avec presse-étoupes à garnitures métalliques, permettant la dilatation ou la contraction dans toutes les directions. Aucune pièce en fonte n'est employée dans le tuyautage d'arrivée de vapeur, et il n'y en a qu'un très petit nombre dans celui d'évacuation. Les pièces coulées de la conduite auxiliaire à 150 livres sont en composition de la Marine de guerre, ou semi-acier.

Fig. 6.



15. **Système sanitaire.** — Les navires sont pourvus d'un système sanitaire à pression constante, semblable aux meilleures installations terrestres. Eau douce et eau de mer, froide et chaude, sont distribuées dans toutes les parties du navire où il est utile, à une pression constante de 25 livres par pouce carré. Une pompe duplex compound à eau douce, une pompe duplex compound à eau de mer, une pompe compound élévatoire à eau douce et une pompe à lavage duplex sont installées, et mises en communication avec le tuyautage. L'eau douce venant des distillateurs est conduite dans un réservoir en fonte, où la pompe élévatoire à eau douce vient la prendre; l'eau de boisson, et celle qui circule dans le tuyautage sanitaire n'entrent donc pas dans les caisses à eau habituelles. La pompe élévatoire refoule l'eau au travers de filtres à charbon animal, et dans une caisse d'aération, où elle perd toute sa lourdeur, s'aère et devient agréable au goût. La caisse d'aération, qui est en communication avec un compresseur d'air, forme aussi un réservoir, où puise

la pompe sanitaire à eau douce, pour maintenir dans toute la conduite d'eau douce une pression uniforme de 25 livres. Il y a aussi une conduite pour l'eau glacée, qui circule constamment dans le navire.

L'eau, après filtration, est refroidie dans un condenseur par surface, et une petite pompe centrifuge électrique maintient une vitesse d'écoulement convenable dans un système de tuyaux de retour.

Les caisses à eau chaude (douce et salée) contiennent des serpentins à vapeur, et sont maintenues à la pression ordinaire de la conduite.

La conduite d'incendie est complètement indépendante des précédentes. La pression d'eau est de 100 livres, et 49 raccords pour manches à incendie, de 2 ½ pouces, sont placés dans les diverses parties du navire, en des points convenables et facilement accessibles. Toutes les bouteilles sont munies de soupapes étanches. Toute la plomberie est à découvert, et il n'y a pas de menuiserie dans le voisinage. Les cloisons des cabinets de toilette sont en acier. Des lavabos en porcelaine sont employés partout, et les cabines des passagers de seconde et de première classe sont munies de lavabos, dont les réservoirs d'eau douce et d'eau salée sont d'une seule pièce. Des appareils Soderlund à douches, de grands urinoirs en porcelaine sont installés. Toutes les cuvettes des bouteilles ainsi que les urinoirs sont directement reliés à une conduite d'aspiration d'air.

16. **Installation des passagers**. — Les logements des passagers de 1re, 2e et 3e classe sont bien groupés, au centre du navire autant que possible. Les logements de 1re classe possèdent les dispositions intéressantes suivantes :

1° Chaque chambre est placée au-dessus du wheather-deck dans les roofs.

2° Chaque chambre a une large fenêtre avec ventilateur en haut; il n'y a pas de hublots.

3° Toutes les chambres sont placées en abord.

4° Chaque chambre ouvre sur une coursive pourvue d'air et de lumière.

5° Toutes les couchettes sont placées en long sur la cloison interne des chambres. Aucune ne gêne l'ouverture des fenêtres.

6° Des lits supplémentaires, des lits larges, des portes de communication permettent de former des appartements; des bouteilles, des cabinets de toilette, des salles de bain particulières sont installés pour la plus grande commodité des passagers. L'arrangement des chambres répond à des besoins variés, et l'installation est très complète.

7° Il y a une salle à manger, une bibliothèque, un salon des dames, une salle des enfants, un fumoir, un salon de coiffure et deux halls bien installés, en outre du grand hall. Il y a des cabinets de toilette communs sur chacun des trois ponts des passagers. La menuiserie est variée, et très originale. Les bois employés sont l'acajou rouge et blanc, le chêne, le cerisier, le sycomore, l'érable, le sabicu, le frêne, le pin jaune et blanc et le sapin. On a employé le marbre et le staff.

17. Chauffage et ventilation. — Tous les lieux habités sont pourvus d'une ventilation artificielle aussi bien que naturelle. Cette ventilation comprend un tuyautage complet d'arrivée d'air et d'aspiration; l'air est purifié avant d'arriver dans les chambres. En été il est refroidi, en hiver chauffé ou attiédi; il peut être porté à 85° Farenheit dans les chambres, quand la température extérieure est à zéro; mais on a l'intention de distribuer l'air à 60° Farenheit, et, si un passager veut élever la température de sa chambre, il le peut au au moyen de poêles électriques, disposés avec un commutateur fournissant trois degrés de chaleur, de sorte que le possesseur de chaque chambre peut en régler la température à son gré. Ainsi les passagers originaires de la froide Amérique du Nord et des chaudes Indes Orientales peuvent occuper des chambres contiguës, et régler à leur gré la température de leurs logements respectifs. La température de l'air pur envoyé dans les chambres peut être réglée à volonté par un homme de service.

18. Outillage de pont. — Les guindeaux de ces navires sont d'un nouveau type; la disposition générale est une modification du mécanisme anglais Napier. Les traits principaux sont les suivants :

1° Couronnes à empreintes horizontales placées au-dessus du pont, le reste du mécanisme en dessous.

2° Machine double (cylindres de 14 pouces sur 18 pouces), pouvant actionner soit la couronne à empreintes, soit le cabestan de halage.

3° Transmission par vis sans fin au pied de l'axe du guindeau.

4° Ce mécanisme est le plus ramassé et le mieux protégé qui ait jamais été installé à bord d'un navire de commerce.

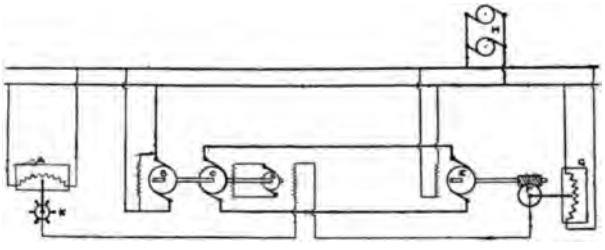
Les chaînes de mouillage sont du calibre de 3 $\frac{3}{16}$ pouces, et pèsent 85t pour 350 brasses; les ancres de bossoir pèsent 17000 livres, et sont du type Admiral sans jas.

La machine à gouverner est du type Wilson et Pierre, sauf qu'un moteur électrique remplace la machine motrice à vapeur. Le gouvernail est entièrement mû par l'électricité, mais il y a une machine à vapeur de secours, et, en cas de dérangement de l'appareil électrique, on peut embrayer presque instantanément l'appareil à vapeur. La valve d'admission de la machine à gouverner peut être commandée au moyen d'une transmission hydraulique, dont le point de départ est sous la chambre des cartes; on se débarrasse ainsi des transmissions par tringles et par câbles, qui relieraient la roue au mécanisme de l'arrière, et qui encombreraient la chambre des cartes et le pont de navigation.

Le servo-moteur électrique est du système Pfatisch. Dans ce système, le déplacement du gouvernail est réglé par une application du Pont de Wheastone. Deux rhéostats de résistance égale, l'un marqué A sur le schema de la figure 7, placé dans le Pilot-house, l'autre G placé dans la chambre de l'appareil à gouverner, sont réunis en parallèle à une source d'électricité. Dans

chaque rhéostat un balai se déplace sur des contacts; ces balais sont réunis par un fil appelé *fil d'équilibre*, qui fait partie du circuit d'une petite dynamo excitatrice D. Si les balais sont sur les points correspondants des rhéostats, aucun courant ne passe dans le fil d'équilibre. S'il sont à des points non correspondants, le courant passera dans une direction ou dans l'autre, suivant les positions relatives des balais. Toutes les fois que le courant passe dans le fil d'équilibre, la dynamo excitatrice D est excitée; celle-ci excite à son tour la grande dynamo C, qui donne du courant au moteur électrique E à excitation indépendante, lequel fait tourner le gouvernail. Le mouvement du gouvernail ramène le balai du rhéostat G à un point, qui correspond à celui où se trouve le balai du rhéostat A; l'équilibre est ainsi rétabli, et l'action du moteur du gouvernail est suspendue : celui-ci s'arrête donc automa-

Fig. 7.



Servo-moteur Pfatisch, construit par l'*Electro-Dynamic C°*, Philadelphie (Pa).

A, Rhéostat de commande.
B, Moteur.
C, Dynamo.
D, Dynamo excitatrice.
K, Manette.
E, Moteur du gouvernail.
F, Marbre du gouvernail.
G, Rhéostat d'équilibrage.
H, Dynamos.

tiquement dans une position arbitraire, déterminée par la position du balai du rhéostat A. Les caractéristiques du courant, qui passe dans le fil d'équilibre, déterminent celles du courant fourni au moteur du gouvernail, et règlent ainsi la vitesse, et le sens de la rotation. Les deux dynamos C et D sont directement reliées à une génératrice B, qui les fait tourner continuellement, et qui, ainsi que les deux rhéostats A et G, et le champ du moteur E, sont fournis d'électricité par l'usine d'électricité du navire. La dynamo motrice (booster) est placée dans la machine, tout près des générateurs d'électricité.

Le moteur du gouvernail, placé dans un roof à l'arrière, est de 75^{chx}.

Les cabestans de halage de l'arrière, commandés par une dynamo en série de 100^{chx}, peuvent servir à la commande du gouvernail, si on le désire.

Les treuils électriques d'embarquement sont un trait intéressant de ces navires. Ces treuils sont du type Lidgerwood, actionnés par des dynamos en série, à enveloppe étanche, munies de rhéostats placés sous le pont. Les commutateurs et les coupe-circuits sont placés sur le bâti des treuils; les

freins et le mécanisme de commande sont facilement accessibles et commodes. Les données suivantes relatives à ces treuils peuvent être intéressantes :

Puissance.	Nombre par navire.	Puissance indiquée des moteurs.	Poids.	Vitesse en pieds par minute.
livres.		chx.	livres.	
14000 (1)	1	50	11222	130
10000 (1)	2	37,5	10122	150
7000	1	50	8122	130
5000	10	37,5	7197	150
3000	24	25	6077	170

Le nombre total des treuils est de 38 par navire, et leur poids global de 114t,94. La puissance globale prévue, quand ils soulèvent à la vitesse prévue le poids indiqué, est de 880chx ou 3600 ampères, les courants nécessaires étant respectivement 145 ampères, 123 ampères et 80 ampères, sous 220 volts. Les treuils sont munis de deux fortes poupées, mais non de tambours, et sont disposés de manière à agir dans toutes les directions.

19. Usine électrique. — Ces navires reçoivent la plus puissante installation électrique qui ait jamais été placée sur un navire de commerce. Toutes les machines auxiliaires, en dehors des machines, sont, sauf le guindeau, manœuvrées électriquement. Sur chaque navire il y a 6 dynamos Westinghouse compound, multipolaires, de 110 volts, à 300 tours. Le débit normal est de 4090 ampères, mais ces générateurs peuvent supporter une surcharge de de 33 $\frac{1}{3}$ pour 100 pendant une période de 4 heures, et 50 pour 100 pendant au moins une heure, sans qu'il y ait d'échauffement ou d'étincelles. Les moteurs sont à connection directe, du type à pilon Westinghouse à simple effet; la dépense de vapeur aux essais, avec condensation, est de 19 livres par cheval indiqué, avec 150 livres de pression, et un vide de 26 pouces. La puissance motrice par navire est de 1566chx, se répartissant ainsi qu'il suit :

Ventilation 190chx. Générateur de froid 229chx. Gouvernail 75chx. Cabestans de halage 100chx. Treuils 880chx (puissance effective). Divers 92chx.

Les poêles électriques, au nombre de 162 par navire, sont comptés pour 560 ampères, et l'éclairage demande 690 ampères. Il y a deux chambres de dynamos, qui s'ouvrent sur le caillebottis du faux-pont de la machine avant, lesquelles contiennent chacune trois dynamos et un tableau de distribution. Une station centrale est établie à l'aplomb sur le pont supérieur; de là partent les circuits intérieurs du navire, et des câbles qui peuvent aller prendre du courant à terre. Au cas où l'une des chambres des dynamos serait inondée, les générateurs de l'autre pourraient distribuer le courant dans tout le navire. Sept circuits de puissance, deux de chaleur et onze de lumière vont de la

(1) Les treuils de 14000 et 10000 livres sont disposés en vue d'être associés à ceux de 7000 et 5000 livres respectivement, quand on a besoin d'une grande puissance. Les moteurs des treuils ainsi associés ont une commande unique.

station centrale à des tableaux de distribution secondaires, placés aux endroits convenables. Tous les moteurs fonctionnent à 220 volts, avec le système à trois fils, mais les lampes sont du type marin à 110 volts. Le poids net des dynamos et de leurs moteurs est par navire de 181 800 livres. Le rendement des génératrices est à pleine charge et à trois quarts de charge de 91 pour 100, à demi-charge 90 pour 100, et à quart de charge 83 pour 100.

La puissance et la charge prévues des groupes électrogènes, tant à la mer qu'au mouillage, peuvent être estimées en kilowatts ainsi qu'il suit :

	a. Éclair.	*b*. Chauf.	*c*. Puis.	A = *a* + *b* + *c* Charge tot.	B. Puis. norm. des génératrices.	$\frac{B - A}{B}$.	Puis. effect
A la mer....	67	66	236	369	450	+ 18 p. 100	540
Au mouillage.	25	7	488	520	450	— 13,3 »	540

Il est probable que ce n'est que bien rarement, si jamais le cas se produit, qu'on aura besoin de recevoir de terre un supplément d'électricité, pour satisfaire aux besoins des nombreux appareils auxiliaires.

20. Blanchisserie. — Chaque navire est pourvu d'une blanchisserie à vapeur fonctionnant à l'électricité, et suffisante pour tout le linge du navire, y compris le linge de corps des passagers. L'outillage comprend une étuve de séchage à sept compartiments, deux cuves métalliques de lavage, une essoreuse, une calandre, un appareil à préparer l'empois, un atelier de repassage avec fers électriques, et les bassins et tables nécessaires. L'auteur pense que ce sont les premiers navires de commerce employés à un service permanent, qui aient reçu un outillage de cette espèce, quoique, à la vérité, certains grands transatlantiques, affrétés pour des croisières spéciales, aient été pourvus de blanchisseries à vapeur.

21. Installations électriques diverses. — Les navires sont munis chacun d'un sifflet électrique, et d'une cloche à mouvement automatique, qui peuvent être commandés de différents postes. Il y a aussi un indicateur d'extinction des feux de route, une cuisine électrique, un téléphone, des indicateurs du nombre de tours des machines, des indicateurs de fermeture des vannes du drain, une commande électrique des portes étanches, avec postes de commande multiples, une commande électrique des soupapes d'arrêt, des monte-charges et ascenseurs, sonnettes d'appel, signaux d'alarme, etc.

22. Appareil moteur. — Les machines présentent de l'intérêt, par suite de la disposition des poids, l'emploi de tirants diagonaux, l'élévation de la pression de fonctionnement pour des machines à trois cylindres. La pression de la vapeur est de 250 livres aux chaudières; la détente est de 15,53; les

cylindres sont dans le rapport 1:3,165:9,708. Vitesse de piston : 790 pieds par minute; rapport de la course au diamètre du cylindre à basse pression : 0,64; rapport de la bielle à la manivelle : 2,2.

Les cylindres ont tous des chemises. Les machines sont dégagées, avec des colonnes creuses en fer sur la façade, des bâtis coulés par derrière, des condenseurs et des pompes indépendantes. Aucune machine auxiliaire n'est conduite par les machines principales.

L'arbre à manivelles se compose de trois sections interchangeables. Tous les arbres sont évidés. On a installé des cylindres compensateurs Joy, et un régulateur Aspinwall. Les pompes à air sont du système Blake (*feather-weight suction valveless*). Les pompes de circulation sont en bronze, conduites par une machine compound, avec une machine de secours à un cylindre.

Toutes les pompes à fonctionnement continu sont du type à pilon.

23. **Chaudières.** — Ces navires sont les premiers vapeurs de mer d'Amérique qui reçoivent des chaudières à tubes d'eau, et les premiers grands navires de commerce qui reçoivent des chaudières Niclausse. Il y a sur chaque navire 16 chaudières disposées dans des chambres de chauffe tranversales. On a installé des réchauffeurs d'air, et un tirage par aspiration avec un ventilateur en tôle pour chaque batterie de quatre chaudières; le tirage est étudié pour une combustion de 35 livres par heure, par pied carré de surface de grille. Les chaudières ont des réservoirs de vapeur de 45 pouces, des tubes très forts, nos 6 et 8 de la jauge de Birmingham, une vaste chambre de combustion et des collecteurs de vapeur, dont la section est déterminée par expérience. Si l'on avait installé sur ces navires des chaudières Écossaises, avec une pression de 200 livres, avec les mêmes surfaces de chauffe et de grille que les chaudières Niclausse actuellement installées, l'augmentation de poids pour la puissance de propulsion prévue à l'origine, de 9000^{chx}, s'élèverait, machines et chaudières, à 660^{t}.

Si le tirant d'eau en charge de ces navires ainsi que la vitesse conservaient les mêmes valeurs, et qu'on dût conserver le même port en lourd, l'emploi des chaudières Écossaises accroîtrait le déplacement d'environ 1700^{t}, soit 2,58 fois environ l'augmentation de poids de l'appareil moteur (pour 9000^{chx}). Une coque plus lourde et plus grande, un appareil moteur plus puissant, et par suite plus lourd, l'accroissement de la surface mouillée, du déplacement et de la résistance à la marche sont les causes de cette énorme augmentation. Si le tirant d'eau pouvait être augmenté dans les mêmes proportions que les autres dimensions, l'accroissement de déplacement, causé par l'emploi des chaudières Écossaises, serait d'environ 1100^{t}, soit 1,65 fois l'augmentation de poids de l'appareil moteur. Mais si le port en lourd doit rester constant, et si l'approvisionnement de charbon doit suffire à un voyage de 8000 milles, la vitesse, le tirant d'eau et le rendement restant les mêmes,

l'accroissement de déplacement atteint environ 2 250t, soit 3,4 fois l'augmentation de poids. Si le tirant d'eau pouvait croître comme les autres dimensions, l'approvisionnement de combustible et le chargement indiqués ci-dessus pourraient être portés avec un accroissement de déplacement de 1 500t, ou 2,35 d'augmentation de poids. Mais si l'on suppose que les chaudières à tubes d'eau et les machines fonctionnant à une pression de 250 livres soient de 6 pour 100 plus économiques que les chaudières Écossaises et les machines fonctionnant à 200 livres, et si l'on maintient constant le tirant d'eau, la vitesse et le poids mort, l'installation de chaudières Écossaises nécessiterait dans ce cas une augmentation de déplacement de 2 850t, soit 4,32 fois l'accroissement de poids initial de 660t.

Une petite pompe à incendie à vapeur est installée sur chaque navire pour satisfaire aux règlements maritimes d'Amérique.

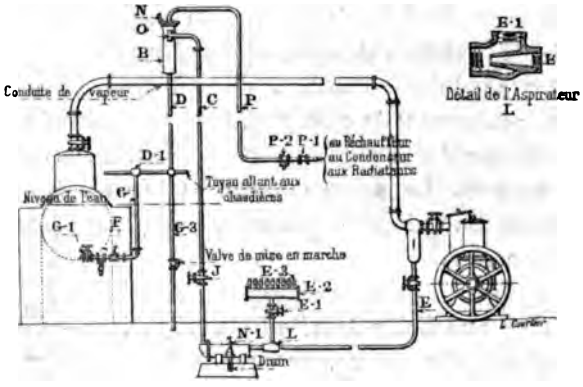
24. Chauffe mécanique et transporteurs d'escarbilles. — Quatre chaudières du premier navire sont pourvues d'appareils de chauffe mécanique, du système à barreaux flexibles Duluth, et un transporteur à hélice portera les escarbilles depuis l'arrière des chaudières jusqu'à proximité d'éjecteurs hydrauliques. Des conduits à charbon partant des soutes supérieures, et munis de portes, amèneront le combustible aux trémies de chauffe. Ce sera la première installation d'une chauffe mécanique sur un navire de mer portant cargaison et passagers. Le poids excessif et le prix élevé des appareils Duluth empêcheront leur adoption générale, quelque efficaces qu'ils puissent être reconnus en service.

25. Le Steam Loop and Holly Gravity Return System. — Ce système ramène automatiquement aux chaudières, presque à leur température, l'eau condensée dans le tuyautage. Il est d'une construction simple, n'a pas de parties mobiles, est continu, rapide et sûr, très efficace et économique. Il est applicable, soit avant la soupape d'arrêt, soit dans une partie quelconque du tuyautage, soit après que la vapeur a été employée, et ramène l'eau qui a été condensée dans les chemises, tuyaux et bâches. Il assure la siccité de la vapeur, supprime les purgeurs automatiques, et les pompes, économise du charbon, de l'eau et de l'huile, et pare aux dangers que fait courir à ces coûteuses machines à vapeur la présence d'eau dans les cylindres. Ce système n'est pas nouveau. Il a été employé avec succès dans beaucoup de grandes installations à terre en Amérique, et, outre les navires de la *Great Northern*, il a été installé avec plein succès sur les derniers navires transatlantiques de l'American Line, ainsi que sur ceux de la Clyde Line.

Quand on affirme qu'un petit tuyau, allant de la conduite de vapeur à la chaudière, peut ramener à cette dernière un courant de vapeur et d'eau, malgré une contre-pression de quelques livres et peut-être malgré une différence de niveau, le fait est assez paradoxal pour nécessiter une expli-

cation spéciale et complexe. C'est ce qui fait que le Steam Loop and Holly Gravity Return System a paru un mystère tout à fait incompatible avec sa disposition et sa construction si simples. Son explication élémentaire est que, de même que la vapeur s'écoule de la chaudière à la machine en raison d'une chute de pression, de même la vapeur s'écoulera de la conduite de vapeur ou du séparateur jusqu'à un point où il y a une nouvelle chute de pression. Si l'on veut la faire rentrer dans la chaudière, l'endroit où elle s'écoule doit subir une réduction de pression, et être placé assez haut au-dessus de la chaudière, pour permettre à l'eau de vaincre par son poids la contre-pression. Ce système est donc un petit tuyau qui évacue de l'eau et de la vapeur, et qui s'élève à un point où une légère condensation, due à son exposition à l'air, ou un abaissement de pression dû à d'autres moyens, élève la vapeur, et avec elle l'eau, et ramène cette dernière à la chaudière par l'action de la gravité. Ainsi qu'on le voit (*fig.* 8), le tuyau E

Fig. 8.



prend l'eau de condensation du séparateur, des collecteurs de vapeur, ou de tout autre endroit de la conduite de vapeur vive, et va au Holly receiver A, auquel il est réuni par l'aspirateur spécial L, dont le détail est donné en haut de la figure. Le tuyau E maintient une pression à peu près égale à celle de la chaudière dans le réservoir A, et reçoit les condensations de la boîte E_2, qui reçoit les égouts de toutes les sources secondaires par les tuyaux E_3. La boîte A est placée au-dessous du point le plus bas à assécher, sert de réservoir aux quantités d'eau extraordinaires et permet à l'élévateur C de fonctionner d'une manière régulière. L'eau condensée, et le mélange d'eau et de vapeur sont portés par la vapeur le long de l'élévateur C, jusqu'à la chambre de décharge B. Le but de cette chambre de décharge est de permettre à l'eau un départ rapide et facile, pour retourner à la chaudière par le tuyau de descente. Le léger abaissement de pression dans la chambre de décharge, nécessaire pour assurer l'ascension du mélange d'eau et de vapeur par le tuyau de montée C peut être obtenu de deux façons. D'abord par le tuyau P

et le détendeur Holly P_1, qui réunit la chambre de décharge B à un point où une petite quantité de vapeur peut être économiquement employée, tel qu'un appareil de chauffage, un radiateur ou un condenseur. D'autre part un robinet à trois voies, indiqué en P_2, permet de mettre hors du circuit le détendeur P_1, et de réunir le tuyau P à la décharge de la pompe alimentaire, de telle façon qu'une petite pluie d'eau soit projetée dans la chambre de décharge. Une valve de mise en train est employée pour purger l'air au départ. Bref, une réduction de pression dans la chambre de décharge produit des effets semblables sur le contenu du tuyau de montée et de celui de descente, à des degrés inversement proportionnels à leurs densités. Quand on maintient constante la différence de pression nécessaire au point le plus élevé du système, la colonne liquide du tuyau de descente se maintient à une hauteur correspondant à cette différence constante, et ne monte pas plus haut. Le système est en pleine action, et fonctionne tant qu'il contient de la vapeur. C'est une invention sans mécanisme; un principe seul fonctionne.

26. Générateurs de froid. — Les navires de la Great Northern sont munis d'intéressants générateurs de froid, et de soutes froides pour le chargement aussi bien que pour les vivres du bord. Les capacités nettes des différentes soutes isolées sont les suivantes :

A. — *Vivres du bord.*

Soutes à viande	3 050	pieds cubes
» à fruits et légumes	1 190	»
» à poisson	870	»
» à lait, beurre, fromage, œufs	620	»
» à gibier	410	»
Total	6 140	pieds cubes

B. — *Chargement.*

Soutes de la cale jusqu'au faux pont	19 000	pieds cubes
» du faux pont au pont inférieur	23 500	»
» de l'entrepont du pont inférieur	23 700	»
Total	66 200	pieds cubes
Capacité totale	72 340	pieds cubes

La machinerie se compose de 2 compresseurs d'ammoniaque (10 pouces sur 17 pouces, 60t, 70 tours), actionnés par des moteurs électriques de 75chx, pouvant supporter une surcharge momentanée de 100 pour 100. L'ammo-

niaque circule dans deux grands condensateurs, composés de tubes extraforts (1 pouce $\frac{1}{4}$), soudés électriquement. Les produits de condensation de ces condensateurs sont conduits sur le pont à deux refroidisseurs d'air Vollmann, où l'air, chassé par deux ventilateurs électriques, est refroidi et purifié, et refoulé de là dans les cales de chargement. Les pompes de circulation sont toutes centrifuges, et mues par l'électricité. Toute la machinerie est en double, et chacun des ensembles peut suffire à tout le travail de refroidissement. Les soutes à vivres sont rafraîchies par le tuyautage habituel, formé de tuyaux soudés électriquement. Les dispositions suivantes sont à noter :

1° Les cales de chargement sont refroidies par l'air; il n'y a pas de tuyaux. L'air vicié est enlevé, et remplacé par de l'air pur et froid. La circulation est effective et rapide.

2° L'ammoniaque ne circule pas au-dessous du wheather-deck.

3° Les appareils de refroidissement sont placés dans un roof, directement au-dessus des cales refroidies, et loin de toutes les installations des passagers.

4° Toute la machinerie est mue électriquement, car l'auteur considère comme une pratique mécanique mauvaise la conduite d'un générateur de froid par un moteur thermique. Le compresseur et les pompes sont silencieux, toutes les connexions étant directes, sauf les compresseurs qui sont reliés aux moteurs par une chaîne silencieuse Morse.

5° L'isolement des soutes est obtenu en général par une épaisseur de 6 pouces de pierre ponce calcinée. On emploie aussi des briques de liège aggloméré, et du papier imperméable, des couches d'air isolé et stagnant, et un bordé de bois de sapin rainé.

6° La machinerie étant double, chaque compresseur peut être relié à une quelconque des cales; de même une quelconque des cales ou un des locaux isolés peut être mis hors circuit, et utilisé pour un chargement ordinaire.

27. Tourteau flexible brevet Verity. — Dans ces dernières années, les dimensions des navires de commerce ont rapidement augmenté, et le nombre des ruptures d'arbres s'est énormément accru. C'est une grosse perte pour les armateurs et les assureurs, et l'accroissement continuel de ces avaries est devenu alarmant. On pensait que l'emploi de l'acier, l'augmentation de diamètre, l'introduction de manivelles composites en deux ou trois pièces et l'emploi d'hélices jumelles mettraient fin à ces ruptures. Il n'y a pas à douter que chacune de ces innovations ait pour sa part considérablement réduit les chances de rupture en fonctionnement normal, mais il est bien évident que ces avantages ont été plus que contrebalancés par l'allongement de la coque, l'accroissement de la largeur, et la réduction corrélative du tirant d'eau, l'adoption de profonds water-ballasts, l'inégalité de répartition du chargement et, dans quelques cas, la réduction des échantillons. Il résulte des statistiques que, de tous les arbres, c'est l'arbre porte-hélices qui a la vie la plus

courte. Bien des autorités attribuent ce fait à la corrosion causée par l'action galvanique, qui s'établit entre les coussinets en bronze et l'arbre. Cette corrosion peut, dans quelques cas, causer des accidents; mais le plus souvent ils doivent être attribués à d'autres causes. On a supposé qu'il existe des sortes d'ondes de vibration dans l'arbre, et que ces ondes, ne pouvant se propager vers l'avant, et avoir leur expansion naturelle, sont bloquées et arrêtées à l'intérieur de l'arbre. Le recul de ces vibrations passant les unes sur les autres doit être tout à fait destructeur pour la matière de l'arbre, quelque bonne et saine qu'elle soit, et quel que soit le diamètre, et doit être particulièrement fatal, quand la constitution de la ligne d'arbres tend elle-même à localiser ces effets sur la sorte de lame de couteau formée à l'extrémité de l'arbre par la solution soudaine de continuité. On a souvent affirmé que la grande longueur de la ligne d'arbre est la cause de ces ruptures, c'est-à-dire que l'effort de torsion est tel, que la manivelle tourne bien en avance sur le propulseur. Cette flexion naturelle ne peut causer de rupture; s'il en était ainsi, les lignes d'arbres installées à terre, où le rapport de la longueur au diamètre est énormément plus grand que sur les navires, seraient particulièrement sujettes aux ruptures. Si l'on considère que quelques vapeurs, et en général toutes les installations à terre échappent à de semblables accidents, on conclura qu'il est impossible de soutenir qu'on doive les attribuer à la longueur des arbres.

Les règles ordinaires prévoient un facteur de sécurité de 10 environ, et ce facteur paraît largement suffisant pour les installations à terre, ainsi que pour les arbres de tous les vapeurs qui ne sont soumis qu'à des efforts de torsion normaux; comme certains navires brisent constamment leurs arbres, même quand on les fait considérablement plus forts, tandis que d'autres ne les cassent que rarement, on doit chercher ailleurs la cause des ruptures; on en trouve l'explication dans ce fait que les lignes d'arbres des navires sont plus ou moins soumises à des efforts de flexion, que l'on ne peut calculer, les coussinets ne restant pas en ligne droite par suite d'usure; la coque travaille sous l'effort de la mer, subit un arc ou un contre-arc, par suite de la distribution inégale de la cargaison ou la manœuvre des water-ballasts. Ces efforts anormaux, et l'arrêt des vibrations ne sont pas à eux seuls une cause de destruction; mais quand ils viennent s'ajouter aux efforts normaux de torsion, ils deviennent d'une sérieuse importance, et leur action combinée amène les désastreux accidents, qui se présentent si fréquemment. Annuler ces efforts paraît une nécessité, et rendre l'arbre flexible est probablement le meilleur remède que l'on ait proposé jusqu'ici. Le manchon flexible Verity non seulement permet à l'arbre de fléchir mécaniquement à la jonction, mais soulage l'arbre porte-hélice de l'effet de l'arrêt des vibrations, ce qui réduit grandement les risques de rupture. Les navires de la *Great Northern* sont pourvus de joints Verity sur chaque ligne d'arbres. L'un est placé juste à l'arrière du palier de buttée, l'autre exactement à l'avant de

la cloison du presse-étoupe. Deux joints flexibles sur chaque ligne d'arbres sont considérés comme suffisants pour soustraire l'arbre aux puissants efforts

Fig. 9.

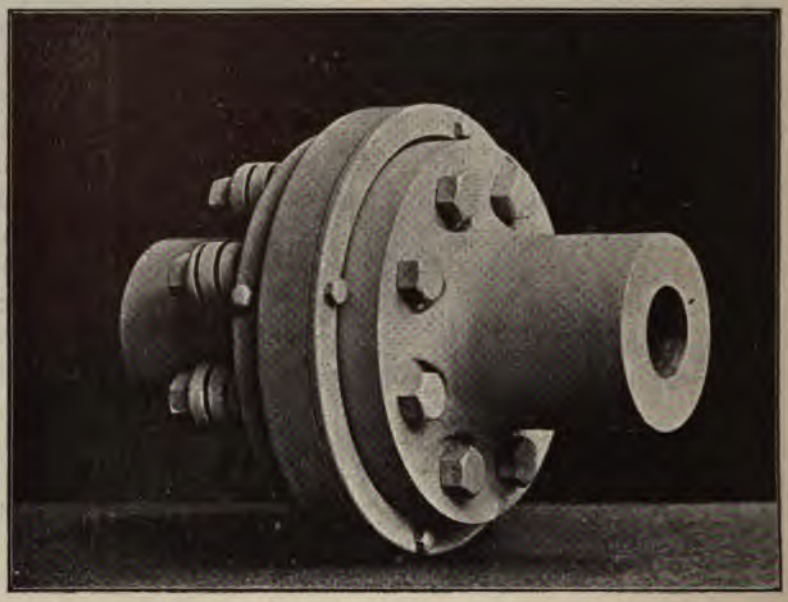
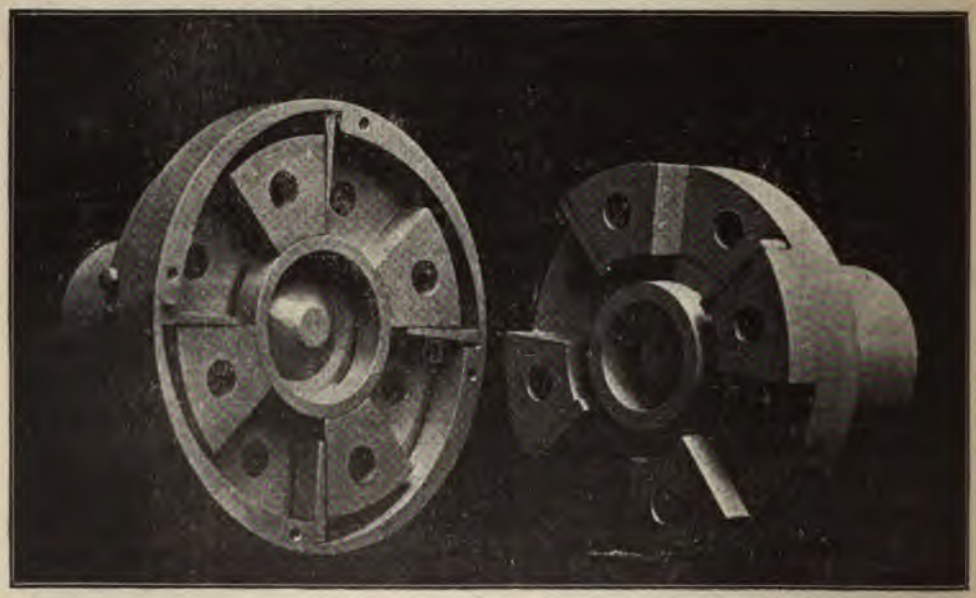


Fig. 10



signalés ci-dessus, et en supprimer les désastreux effets. Ces joints peuvent fonctionner deux ans et plus sans renouveler le graissage. Ils ont été installés

sur plusieurs grands navires, fonctionnent avec douceur et sans bruit, sans pour ainsi dire qu'on s'en occupe, et tout observateur attentif constatera facilement qu'ils soulagent l'arbre, et remplissent leur but. Les figures 9 et 10 donnent les dispositions de ces manchons brevetés.

28. Distillation. — Ces navires sont munis de quatre distillateurs horizontaux cylindriques, disposés de manière à fonctionner à simple, double, triple ou quadruple effet. Il y a deux faisceaux de tubes dans chaque distillateur, et tous les tubes employés à bord pour les condenseurs, distillateurs, réchauffeurs, etc., sont droits et des types courants du commerce.

29. Séparateurs d'huile. — Presque toute l'huile qui se trouve dans l'eau d'alimentation d'un navire moderne bien étudié est attribuable aux appareils auxiliaires. L'auteur pense que cette huile devrait être séparée de la vapeur d'échappement de la conduite de vapeur des appareils auxiliaires, avant l'entrée au condenseur principal, et son mélange avec la vapeur de la machine principale, qui est pratiquement pure. Dans ce but, les vapeurs de la *Great Northern* sont munis d'un séparateur d'huile centrifuge, à chaque tuyau d'échappement des appareils auxiliaires, et cette vapeur d'échappement est débarrassée de ses impuretés avant de passer dans le réservoir à basse pression, les réchauffeurs d'eau d'alimentation ou le condenseur. Des filtres ordinaires (*cartridge turkish towelling*) sont installés en outre sur les conduites principales d'alimentation, de manière qu'on puisse employer à volonté l'un ou l'autre système de filtrage. Ces filtres, du système Rankine, sont d'une grandeur inusitée, car la pureté de l'eau d'alimentation est d'une importance vitale dans toute installation où il y a des chaudières à tubes d'eau.

30. Alimentation. — Les chaudières des vapeurs de la *Great Northern C°* ont de vastes réservoirs de vapeur, et le système d'alimentation est celui qui est habituel pour les chaudières à tubes d'eau. L'alimentation automatique est aussi possible, les soupapes d'alimentation étant commandées par de grands flotteurs cylindriques en acier forgé. Il y a par suite double tuyautage depuis les bâches à eau chaude et les bâches à eau de réserve, jusqu'aux chaudières, et deux pompes auxiliaires alimentaires Duplex compound viennent s'ajouter aux pompes verticales alimentaires à haute pression. Toutes ces pompes peuvent refouler contre une pression de 400 livres, mais le tuyautage est disposé de manière à ne pas subir de la part de l'eau de pressions excessives, comme c'est le cas dans les installations de chaudières Belleville. La pompe alimentaire principale, la pompe élévatoire, les réchauffeurs d'eau d'alimentation et les filtres sont tous placés dans les chambres des machines; les pompes alimentaires auxiliaires sont dans les chambres de chauffe, de sorte qu'au cas où l'une des chambres de chauffe serait enva-

hie par l'eau, l'alimentation des chaudières puisse être réglée d'un compartiment intact.

31. **Service d'incendie et de désinfection.** — L'appareil d'incendie et de désinfection Clayton se répand rapidement, en raison de ses mérites, et du fait qu'il répond à un besoin depuis longtemps ressenti. Il est probable qu'un appareil de cette espèce sera établi sur les vapeurs de la *Great Northern C°*. L'installation Clayton comprend un brûleur de soufre, un ventilateur et son moteur, et un refroidisseur, avec les tuyaux nécessaires pour l'aspiration et le refoulement. Le système prévient ou éteint l'incendie dans la cale, en fabriquant rapidement de l'acide sulfureux, et en le refoulant dans le compartiment à protéger, et il abaisse la température du compartiment après l'incendie, en faisant circuler dans le refroidisseur de l'air atmosphérique chargé de gaz, quand, avec une admission graduelle d'oxygène, il n'y a pas à craindre de réinflammation. Pour la fumigation ou désinfection, le compartiment est rempli de gaz de force suffisante pour tuer les germes, ce qui n'a aucun inconvénient pour les matières sèches. Le gaz ne détériore en rien le chargement, mais il extermine toute espèce de vermine, telle que rats, cancrelats, fourmis et autres insectes, et détruit également les parasites de cette vermine, tels que les puces des rats, aussi bien que les œufs d'insectes. La vermine sort de ses nids ou cachettes pour chercher l'air, et peut par suite être facilement réunie et enlevée. Le ventilateur et son moteur peuvent aussi être employés pour une simple ventilation, si on le désire.

32. **Matériaux de construction.** — Le tableau suivant des propriétés physiques des pièces de forge sera intéressant :

	Résistance à la traction en livres par pouce carré.		Limite d'élasticité en livres.		Allongement pour 100 sur 2 pouces.		Striction. pour 100.	
	Maxima.	Minima.	Maxima.	Minima.	Maxima.	Minima.	Maxima.	Minima.
Arbres droits.....	91000	76500	54750	45000	32,2	24,7	66,8	50,9
Arbre porte-hélice	87500	81000	53750	45750	27,5	25,0	57,6	53,6
Arbre à collet de buttée..	84500	79000	49000	47500	29,6	25,7	63,1	55,5
Arbre à manivelles.....	88000	78650	51500	45500	32,4	25,0	65,0	46,0
Bras de manivelle.....	69500	63000	41500	35000	32,9	26,6	52,5	42,5
Tourillon de manivelle...	85750	78650	50500	45500	32,4	25,0	65,0	52,2
Manchon *Verity*.....	86000	75500	48500	42750	32,5	24,6	64,7	47,8
Bielles.....	66000	65000	36000	35500	33,8	30,3	56,0	47,8
Traverses.....	78000	63250	39500	35500	37,0	32,2	66,2	56,0
Tiges de piston.....	84500	76500	41000	38000	28,7	25,4	54,7	43,4
Colonnes.....	63000	60500	31000	30500	33,4	30,0	48,3	47,8
Chapeau de bielle.....	71500	64500	44000	34000	29,0	27,7	54,7	46,6

Tous les arbres sont creux, le diamètre de l'évidement est de 35 pour 100

du diamètre extérieur. Les arbres sont légèrement plus forts que ne l'exigent les règles de Lloyd Anglais, pour l'acier doux de qualité comparativement inférieure. Les chiffres suivants indiquent en centièmes la supériorité de résistance de ces arbres sur ce que demandent les règles de Lloyd :

Arbres droits.....	6,2 pour 100
Arbre à manivelle et arbre de buttée....	9,4 pour 100
Arbre porte-hélice.....	25,2 pour 100

Les pièces d'acier coulé, qui entrent dans la construction de la machine, ont été recuites par un procédé spécial; les essais témoignent d'une remarquable ductilité et d'une limite élastique élevée

Résistance à la rupture.....	88000 livres
Limite d'élasticité.....	56000 »
Allongement sur 2 pouces.....	24 pour 100
Striction.....	42,2 »

Les bouchons en fonte malléable des chaudières Niclausse ont une résistance de 45000 livres, et un allongement sur 6 pouces de 3,5 pour 100. Les barres qui ont fourni les boulons ont une résistance de 82460 livres, une limite d'élasticité de 58760 livres, un allongemement sur 8 pouces de 14,25 pour 100 et une striction de 57,14 pour 100. Les tôles des chaudières ont une résistance de 60480 livres à 71680 livres, et un allongement de 20 pour 100 sur 8 pouces. Les tôles et pièces façonnées de la coque avaient pour conditions de recette une résistance comprise entre 62720 et 71680 livres, avec un allongement sur 8 pouces d'au moins 20 pour 100.

Il y a une vaste marge pour l'amélioration des plans des grands navires de commerce, et les différentes directions, dans lesquelles on peut la rechercher, sont dignes d'une sérieuse attention :

1° Augmentation du rendement des machines motrices et auxiliaires, en même temps que réduction du poids par unité de puissance ;

2° Augmentation du port en lourd et de la capacité cubique, ou du bénéfice possible, relativement à ce qui est obtenu actuellement avec un navire des dimensions et de la vitesse indiquées;

3° Amélioration des proportions ou du rapport de dimensions;

4° Groupement meilleur et plus compact des logements des passagers et de l'équipage;

5° Amélioration des méthodes de manœuvre et d'arrimage du chargement;

6° Amélioration du mode de chauffe, et emploi du combustible liquide;

7° Attention plus grande apportée au confortable des passagers, en étudiant plus soigneusement la région où l'on place leurs logements, la nature et la puissance du roulis et du tangage.

8° Nombre et disposition des compartiments étanches, puissance de pom-

page, service d'incendie, appareils de sauvetage, appareils de fumigation et de désinfection.

9° Ventilation, rafraîchissement et chauffage des locaux habités.

10° Généralisation de l'emploi de l'électricité,

11° Emploi de matériaux de qualité supérieure.

12° Étude des installations des passagers, en vue de les rapprocher du confortable des hôtels de terre, sans dépasser ce qui peut rémunérer suffisamment le capital; le mérite, l'économie de main-d'œuvre, la durée et la détérioration étant dûment pris en considération.

13° Water-ballast suffisamment grand, et dispositions convenables pour fournir l'immersion convenable à la mer, et régler l'assiette quel que soit le chargement. Adoption de citernes profondes, permettant d'élever le centre de gravité du navire, s'il est nécessaire, et adoucir ainsi le roulis.

14° Possibilité d'une rémunération importante du capital engagé, avec de faibles dépenses d'armement et d'entretien.

15° Étude de la vitesse la plus économique.

16° Adoption des dimensions les plus économiques et les mieux appropriées à la navigation commerciale pour laquelle chaque navire est construit.

Le type idéal du grand vapeur à marchandises et à passagers de la prochaine décade semble devoir posséder les particularités intéressantes suivantes :

1° Dimensions principales largement agrandies. L'auteur s'attend à voir construire, d'ici 10 ou 12 ans, des bateaux de 30 000^{t}. Il sera nécessaire de draguer les ports des côtes de l'Atlantique, pour permettre le chargement de navires de 36 pieds de tirant d'eau. Dans le Pacifique, les ports terminus devront aussi être dragués, mais, dans la plupart des ports étrangers, il faudra vraisemblablement alléger le navire de sa cargaison. En tout cas, il est probable qu'un accroissement de tonnage de 10 000^{t} entraînera une augmentation de tirant d'eau en charge de 3 à 4 pieds.

2° La vitesse du type de transatlantique intermédiaire, portant de forts chargements, ne dépassera probablement pas 16^{n} à 18^{n}. Dans le service transpacifique, une vitesse de 15^{n} à 16^{n} est probable.

3° Les logements des passagers seront entièrement au-dessus du pont, éclairés et aérés, et disposés de manière à ne restreindre en rien la capacité utilisable, et les facilités d'embarquement du chargement. Les passagers seront logés à mi-longueur autant que possible, et l'équipage aussi près qu'il se pourra des points où il travaille, ou de ceux où il prend ses repas. Tous les lieux habités devront avoir une ventilation artificielle, avec ventilateurs de refoulement et d'aspiration, un service d'eau froide et chaude, douce et salée, sous pression constante. La classe et le nombre des passagers dépendront du service.

4° Les navires de cette espèce, allant jusqu'à 25 000^{t} à 28 000^{t} (Register),

suivant la ligne et la profondeur des ports à visiter, auront des hélices jumelles. Si les dimensions des navires augmentent, on mettra trois hélices, le tirant d'eau devant être limité.

5° Les machines motrices seront probablement des machines à pilon à action directe et à quadruple expansion, à grande détente, bien exactement équilibrées, à quatre manivelles. La pression de régime sera de 350 livres, avec une surchauffe probable de 100° Fahrenheit. On développera largement l'emploi de paliers à galets. Les machines devront avoir une disposition dégagée, avec supports en acier fondu. Les condenseurs cylindriques seront indépendants, et les pompes mues par l'électricité. Les machines de plus grandes dimensions devront avoir des cylindres en tandem. Le tuyautage sera en acier étiré sans soudure; les pièces en acier fondu auront 20 pour 100 d'allongement. On emploiera le système de retour d'eau automatique. Les turbines à vapeur pourront arriver à être en faveur, mais dans la prochaine décade, leur emploi en haute mer ne sera pas très développé. Les chaudières seront du type multitubulaire à libre circulation, avec de grands réservoirs de vapeur et des tubes droits, dont le diamètre ne sera pas inférieur à $3\frac{1}{2}$ pouces. On installera le tirage par aspiration, et le chauffage de l'air; la production sera de plus de 20^{chx} par pied carré de surface de grille, en service continu à la mer, la consommation de charbon sera d'environ 0,900 livre par cheval-heure, tout compris. On emploiera de l'eau d'alimentation très chaude, et un système perfectionné de séparateurs d'huile et de filtres pour la vapeur d'échappement et l'eau d'alimentation deviendra nécessaire. Les distillateurs fonctionneront à quadruple effet. On emploiera généralement des pompes centrifuges, et l'électricité comme puissance motrice des machines auxiliaires, partout où ce sera possible, tant dans la machine que dans les chambres de chauffe; le combustible liquide deviendra probablement populaire. Les machines seront placées plus à l'arrière qu'il n'est d'usage aujourd'hui.

6° L'usine électrique se composera d'ensembles électrogènes économiques à connexion directe. Les dynamos seront conduites par des turbines à vapeur, ou des machines verticales alternatives à grande vitesse, avec une consommation d'eau de 13 livres au plus par cheval indiqué et par heure. Les unités génératrices ne dépasseront pas 90 kilowatts. On ne sait lequel du système à un fil ou de celui à deux fils sera reconnu le meilleur, mais si le dernier est employé, le voltage continuera probablement à être de 110 volts pour les lampes, et de 220 volts avec le système à trois fils pour les dynamos réceptrices. La machine à gouverner, le guindeau, les cabestans de halage, les machines réfrigérantes, les treuils, monte-charges, ventilateurs, pompes et autres machines auxiliaires, et les machines diverses seront mus électriquement. On emploiera d'une manière générale les poêles électriques et la cuisine électrique, et l'on installera un système téléphonique avec station centrale, signaux d'incendie, appels en cas de danger, cadrans, etc.

7° Les deux ponts supérieurs du navire devront avoir une légère tonture et du bouge, mais tous les autres seront absolument plans. Les mâts et voiles seront inutiles; il n'y aura que les mâts et cornes des derricks. Les sabords de chargement ne seront employés que pour le bétail. Chaque compartiment destiné au chargement aura une écoutille aboutissant au pont supérieur, munie d'une grue de chargement, de treuils et, s'il se peut, de transporteurs mécaniques. La longueur des compartiments sera telle qu'on puisse y loger toute espèce de cargaison. On aura des cales profondes pour les grandes machines, et il y aura des panneaux extra-larges avec de forts derricks. La longueur des compartiments sera telle, que si, dans une collision, deux d'entre eux sont envahis par l'eau, le navire continue à flotter, et à avoir de la stabilité. Toutes les ouvertures percées dans la coque auront leurs angles arrondis. Toutes les superstructures devront être subdivisées, ou munies de joints élastiques aux endroits convenables. Le carreau et les liaisons longitudinales du pont seront absolument continus. La charpente en acier, le matériel d'armement, les installations du pont seront simples, durables et solides, mais il n'y aura aucune ornementation ailleurs que dans les logements des passagers. Le staff sera employé non seulement pour la décoration, mais encore pour remplacer le bois dans le compartimentage. La construction en deviendra plus incombustible et plus solide.

8° Des monte-charges seront placés dans certaines écoutilles, et l'on étudiera un système de transporteurs pour charger et décharger. Les opérations se feront des deux bords simultanément, et le nombre des écoutilles sera tel, que de grands navires de cette espèce puissent être chargés aussi rapidement que n'importe quel petit navire. On emploiera des ascenseurs pour les passagers, et la circulation pédestre sera restreinte au minimum.

Le but de ce mémoire n'est pas de traiter des installations nouvelles, si nombreuses sur les navires, non plus que des particularités de construction, détails d'emménagement, qui, quoique présentant de l'intérêt pour le constructeur, peuvent être considérés comme secondaires. Le but de l'auteur n'est pas non plus de discuter les nombreuses difficultés rencontrées dans la construction des navires. Le marché et les conditions du travail aux États-Unis sont dans une très triste situation, et l'opinion fréquemment exprimée que la main-d'œuvre disponible en Amérique est d'excellente qualité, et existe en quantité illimitée, est positivement erronée en ce qui concerne la construction navale moderne. La situation actuelle des chantiers Américains est déplorable. Méthode, économie, conduite rationnelle, tout cela est pratiquement inconnu. Presque tous les chantiers sont désorganisés. Aucun chantier n'est dans une bonne situation financière, et à moins que de grands changements ne se produisent rapidement, les Européens n'ont pendant bien des années rien à craindre de la concurrence Américaine dans l'ordre de la construction des navires et des machines marines. Les États-Unis sont des-

tinés à devenir finalement la plus grande nation commerciale du globe, et à tenir la tête pour les constructions navales, mais pour le moment tout indique que nous faisons des pas en arrière, et mois par mois, faiblesses, imperfections et décadence deviennent plus remarquables et évidentes pour celui qui, sans opinion préconçue, étudie soigneusement la situation actuelle.

Les tables qui suivent donnent beaucoup de renseignements généraux relatifs au *Minnesota* et au *Dakota*, les plus grands navires d'Amérique, renseignements qu'on trouvera peut-être intéressants.

———— —

APPENDICE.

Minnesota et *Dakota*.

Propriétaires.....	*Great Northern Steamship Company*, Seattle (Washington).
Constructeurs.....	*Eastern Shipbuilding Company*, New-London, (Conn.).
Auteur des plans.....	William A. Fairburn, Ingénieur des Constructions navales et Ingénieur mécanicien, New-London (Conn.).
Service.....	Navigation Transpacifique.
Époque de la construction.	1900-1904.
Type.....	Navires à passagers et à marchandises, construits en acier, à hélices jumelles.

Dimensions principales :

	Pieds.	Pouces.
Longueur hors tout.....	630	4
» à la flottaison en charge.....	608	
Largeur au fort.....	73	4
Creux minimum en abord.....	54	
» au milieu.....	55	6
Tirant d'eau normal.....	33	
Hauteur du double-fond.....	6	
Bouge du pont principal et du pont supérieur.	1	6
Creux au faux-pont en abord.....	15	6
» au pont inférieur.....	25	
» » intermédiaire.....	34	6
» » principal.....	46	
» » supérieur.....	54	
» » promenade.....	62	6
» à la passerelle.....	70	6
» » des embarcations.....	78	6

Nombre de cales à marchandises.....	9
» de grands compartiments étanches.....	18
» de compartiments étanches, tout compris.	52
» de grandes écoutilles à marchandises.....	18
» total d'écoutilles à marchandises.....	23
» de sabords de chargement.....	20
» d'embarcations de sauvetage.....	16
» de radeaux.....	6

Nombre de mâts	4
» de cornes de derricks	40
» de cales à lest profondes	4
» de cheminées	1

Nombre de passagers de 1re classe	184
» » 2e »	127
» » 3e »	132
» » de pont	1044
» d'officiers	14
» de sous-officiers	34
» d'hommes d'équipage	224
» d'hommes de troupe	1353
» total des postes	3112

Diamètre des cylindres à haute pression	29 pouces
Diamètre des cylindres à moyenne pression	51 »
Diamètre des cylindres à basse pression	89 »
Course	57 »
Nombre de tours par minute	78 »
Vitesse de piston par minute	741 pieds
Puissance indiquée des deux machines { prévue	9900 chevaux
Puissance indiquée des deux machines { garantie	9250 »
Introduction aux cylindres à haute pression	0,625
Surface de condensation	13500 pieds carrés

	Extérieur.	Évidement
	Pouces.	Pouces.
Diamètres des arbres droits	17	$7\frac{3}{4}$
Diamètre, arbre à manivelle et arbre de buttée	18	8
» arbre porte-hélice	19	$8\frac{1}{4}$

Diamètre des propulseurs	20 pieds
Nombre d'ailes	3
Pas	22pieds,6pouces

Nombre de chaudières	16
Type	Niclausse
Surface de grille totale	1080 pieds carrés
» de chauffe	40600 »
Pression de la vapeur	250 livres
Nombre de ventilateurs pour tirage induit	4

SUR UN TYPE SPÉCIAL DE NAVIRES

DESTINÉS

AU TRANSPORT DES GRAINS OU DU MINERAI DE FER

SUR LES GRANDS LACS DE L'AMÉRIQUE DU NORD,

PAR M. W.-F. DURAND,
Professeur de Machines marines à l'Université Cornell.

Le commerce des grands lacs des États-Unis se rapporte spécialement au transport des deux produits du nord-ouest : le blé, ou plutôt les grains en général, et le minerai de fer. Il est vrai que le charbon, le sel, le bois de charpente, le cuivre et toute une série de produits, ou de la nature ou de l'industrie, trouvent place dans ce commerce; mais si l'on veut discuter le navire type des grands lacs, il faut admettre qu'il doit être le navire dit *Bulk freight carrier* (cargaison en masse), et destiné au transport des grains ou du minerai de fer.

Avant d'aborder le développement technique de notre sujet, un exposé sommaire de l'étendue du commerce sur les grands lacs ne sera peut-être pas sans quelque intérêt.

Le nombre total des navires engagés dans ce commerce est à présent d'environ 4700, d'une capacité totale de 1800000^t, dont peut-être 1400 Canadiens, petits pour la plupart, et d'une capacité de 130 000^t. On ne trouve pas facilement le total des cargaisons de ces navires pour le courant d'une saison, mais pour le blé et le minerai de fer on a le total précis. Suivant l'année, la production, dans le nord-ouest, du blé, transporté vers l'est par les grands lacs, varie de 300 000 000 à 350 000 000 boisseaux, ou de 8 000 000^t à 9 000 000^t. Les minerais de fer transportés par les lacs, du voisinage des mines situées dans la région du lac Supérieur, au voisinage des hauts-fourneaux placés au sud du lac Erié ou à Chicago, s'élèvent actuellement à 25 000 000^t, à peu près, par an. Le blé est transporté en moyenne à une distance de 1000 milles, et le minerai de fer à une distance de 700 milles. Le prix moyen de ce transport,

par tonne et par millè, est à peu près 1 cent ou $0^{fr},05$. En 1898, on est même arrivé au chiffre 0,79 cent, ou $0^{fr},04$.

Pour donner une idée plus juste de la nature et de l'étendue de ce commerce, on peut ajouter aussi quelques faits particuliers.

On admet que le chiffre total du commerce annuel des grands lacs doit s'élever à peu près à 50 000 000^{t}, dont un peu plus de la moitié passe par le canal Sault-Sainte-Marie.

Le total du minerai de fer produit dans la région qui environne le lac Supérieur, depuis le commencement de son développement, en 1854, est d'environ 200 000 000^{t}, et à présent, comme on l'a déjà vu, le produit annuel monte à 25 000 000^{t}. Ce minerai de fer est transporté, par chemin de fer, des mines aux ports de chargement, qui sont au nombre de sept principaux. A ces ports, il y a vingt quais appropriés à ce commerce, avec un total de 4529 soutes élevées, chacune avec un couloir, pour conduire le minerai de fer dans la cale du navire. La capacité totale de ces soutes monte à 660 000^{t}, et les quais s'étendent au total sur une longueur de $8^{km},5$. Avec ces dispositions pour l'embarquement, un navire d'une capacité de 5000^{t} à 7000^{t} se charge en quelques heures, 6 ou 8 au plus.

Les ports de déchargement sont au nombre de 12, et, avec des appareils spéciaux, le déchargement du navire ne prend guère plus de temps que le chargement. On arrive souvent même à décharger 6000^{t} en un jour.

Quant au blé, il faut noter qu'on se sert des mêmes navires que pour le minerai de fer ou pour le charbon, selon la saison et la situation du commerce. Le navire que nous avons cité plus haut, d'une capacité de 5000^{t} à 7000^{t}, pourra être chargé de 250 000 boisseaux de blé environ. Le blé se charge généralement à quatre ports, et se décharge à cinq ou six, dont le principal est Buffalo (N.Y.). Le chargement et le déchargement s'effectuent au moyen d'élévateurs spéciaux, et à raison de 15 000 à 30 000 boisseaux par heure. La capacité totale de ces dépôts s'élève à Buffalo à 22 000 000 boisseaux, et le mouvement quotidien peut monter à 2 000 000 boisseaux.

On a dit plus haut que les mêmes navires peuvent servir pour le blé, le minerai de fer ou le charbon, selon l'état du commerce. Le minerai de fer et le blé se transportent de l'ouest à l'est, tandis que le charbon, au contraire, se transporte de l'est à l'ouest, et il n'y a qu'une partie des navires qui s'en occupe. Cependant le mouvement annuel s'élève à 9 000 000^{t}, et ce chiffre donne lieu de considérer le charbon comme le troisième des produits principaux qui alimentent le commerce des grands lacs. Le charbon est chargé et déchargé au moyen d'appareils spéciaux, pareils à ceux dont on se sert pour le chargement et le déchargement du minerai de fer. Avec ces appareils, on peut charger un navire de 7000^{t} en un jour, en prenant le charbon des wagons du chemin de fer. Le déchargement s'effectue avec la même rapidité, de sorte qu'il est rare qu'un navire reste au port plus d'un jour pour le chargement ou le déchargement de sa cargaison.

Le tirant d'eau des navires des grands lacs est limité à 18 pieds environ. Dans les lacs, la profondeur de l'eau atteint 300 ou 400 pieds, mais il y a des canaux intermédiaires et le lac et la rivière Saint-Clair, où la profondeur ne dépasse guère 20 à 21 pieds, et enfin dans divers ports la profondeur est très limitée, de sorte qu'on est forcé de regarder 18 pieds comme le tirant en charge ordinaire.

La saison active dure, d'ordinaire, du 1er mai au 1er décembre environ, ou durant 7 mois de l'année. Pendant le reste de l'année les assurances ne sont pas valables, et généralement les routes suivies par les navires sont tellement encombrées de glaces, que la navigation ne serait pas praticable.

Après cet exposé sommaire du commerce des Grands Lacs, on admettra que le navire type destiné au transport du minerai de fer, du charbon ou du blé, doit remplir, au plus haut degré possible, certaines conditions, dont les principales sont :

1. Les dispositions seront étudiées en vue d'augmenter autant que possible la rapidité du chargement et du déchargement.
2. Le tirant d'eau en charge est limité à 18 pieds.
3. La capacité doit être environ de 5000t à 7000t; du moins, on admet à présent que ces chiffres donnent un navire de l'utilisation la meilleure, eu égard aux diverses conditions à remplir.
4. Le rendement de la machine à vapeur doit être le plus élevé possible, sans sacrifier la capacité de chargement, et sans trop augmenter les frais de premier établissement.
5. On admet que la vitesse en charge doit être de 10n à 11n.
6. Quant à la construction, il faut une distribution des liaisons, et des matériaux de construction en général, aussi efficace que possible, et enfin une solidité de coque suffisante pour résister aux orages, auxquels il faut toujours s'attendre au printemps ou à l'automne.

Une description des caractéristiques principales d'un navire destiné à ce commerce servira pour montrer la solution de ces problèmes, à laquelle nos constructeurs des Grands Lacs sont arrivés au moment actuel. Quoique les dimensions et certaines particularités se rapportent à un navire déterminé, et actuellement en chantier, le type est tellement défini et constant dans ses caractéristiques principales, que la description, à part quelques détails peu importants pour la plupart, servira pour le type entier.

Les dimensions et les caractéristiques principales se trouvent dans le tableau suivant :

	pieds		m
Longueur à la flottaison	420	ou	128,0
Longueur extrême	440	ou	134,1
Largeur	50	ou	15,24
Creux	28	ou	8,53
Tirant d'eau en charge	18	ou	5,49
Déplacement en charge	9100t		
Surface immergée du maître-couple	890 pieds car.	ou	82m²,7
Rapport du volume de la carène au produit des trois dimensions			0,82
Rapport du volume de la carène au cylindre circonscrit au maître-couple			0,83
Rapport du volume de la carène au produit de la largeur par le tirant d'eau			0,99

Coque. — La coupe au maître (*fig.* 1) montre le caractère général de la construction de la maîtresse partie du vaisseau. La coque est construite avec un double-fond pour water-ballast, qui s'étend sur la longueur de la cale, soit 310 pieds. Ce double-fond, qui a une profondeur de 5 pieds, avec une capacité totale de 1980t, est divisé, suivant les dispositions ordinaires, en huit compartiments étanches. La forme et les dimensions des couples se maintiennent uniformes sur une longueur de 240 pieds, de sorte que la maîtresse partie du navire est cylindrique sur cette longueur, et le navire entier se compose de cette partie cylindrique prolongée par deux extrémités de forme ordinaire, un avant-corps de 85 pieds de long, et un arrière-corps de 115 pieds de longueur extrême. A partir de l'avant, le vaisseau se compose des compartiments suivants :

1° Le compartiment d'abordage, étanche, de 30 pieds de longueur, et servant au besoin pour water-ballast, avec une capacité de 193t;

2° La cale, qui s'étend depuis la cloison étanche du compartiment d'abordage, jusqu'à la cloison étanche de la soute à charbon, sur une longueur de 310 pieds;

3° Le compartiment de la soute à charbon et des chaudières, d'une longueur de 34 pieds.

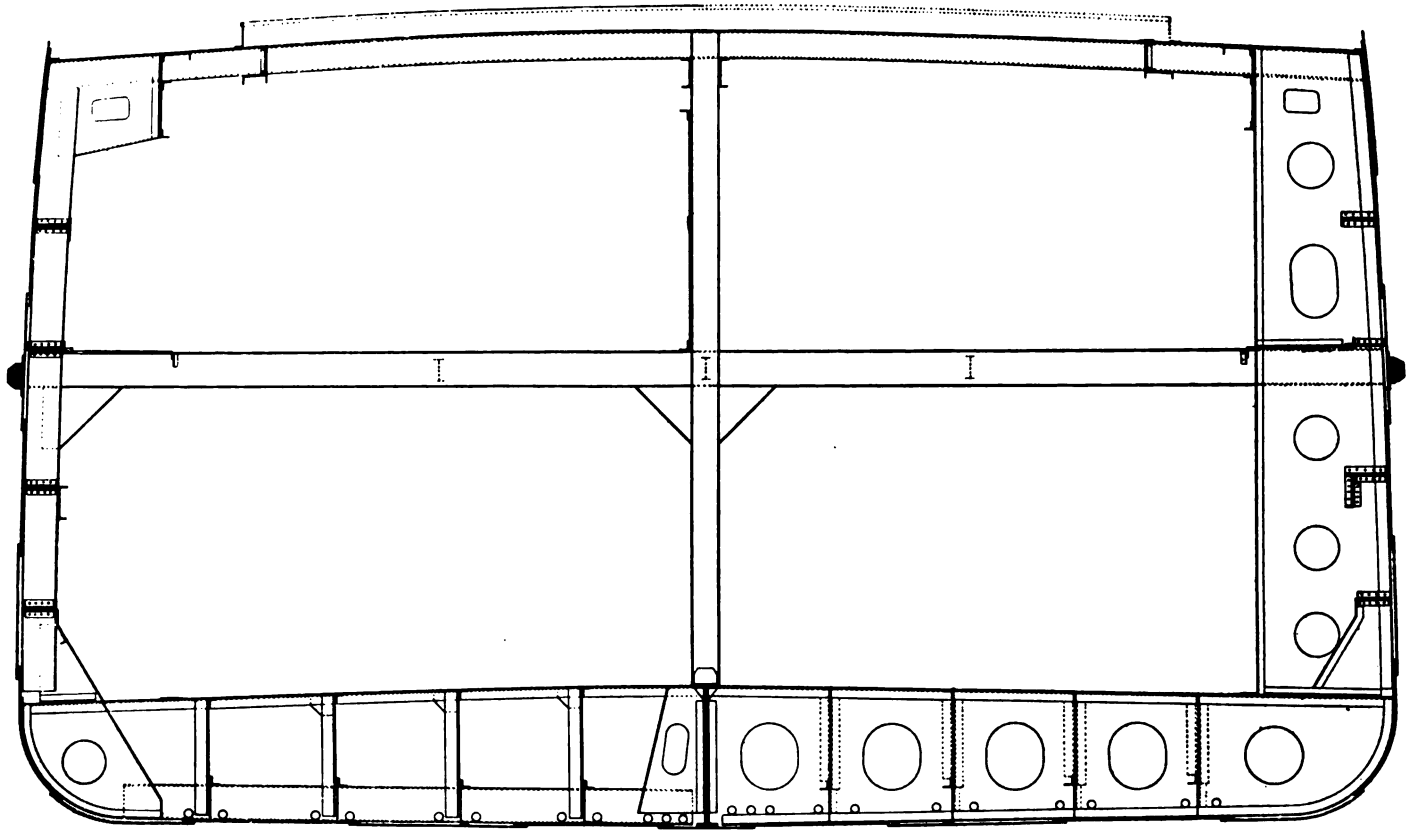
4° Le compartiment de la machine à vapeur, d'une longueur de 26 pieds.

5° Le compartiment de l'arrière, s'étendant depuis la cloison du presse-étoupes jusqu'à l'étambot, sur une longueur de 10 pieds.

Il résulte de cette disposition que toute la cargaison est portée dans un grand compartiment, qui est continu, et n'est subdivisé que par trois cloisons transversales, dites *screen bulkheads*, et servant simplement à diviser au besoin la cargaison en quatre parties. Ces cloisons ne sont pas étanches, et sont munies de larges portes placées à leur partie inférieure, lesquelles donnent passage sur toute la longueur de la cale, quand elle est vidée.

La coupe au maître (*fig.* 1) montre d'une manière assez exacte la construction du navire dans toute la maîtresse partie cylindrique, et rendra superflue toute description détaillée. On peut cependant noter plusieurs points particuliers.

Fig. 1.



Coupe au maître, et plan de la maîtresse partie du navire.

La forme du maître-couple, dans ces navires, est toujours presque quadrangulaire, légèrement arrondie au bouchain, et avec des murailles presque verticales. On remarquera aussi l'usage des barres en U pour les couples. En effet, l'emploi des cornières est, dans ce genre de construction, presque entièrement réduit aux jonctionnements; on en emploie aussi aux bouchains, pour former la partie courbe du couple, et quelquefois aux extrémités, surtout à l'arrière, où la membrure est plus légère, et où la forme de la cornière se prête plus facilement que celle de la barre en U aux exigences de la construction. Dans le cas cité, les couples sont en U dans toute la longueur du navire, à l'exception de 10 pieds, de l'étambot à la cloison du presse-étoupes. Dans toute la partie cylindrique, ces barres en U sont d'échantillon uniforme, elles sont plus légères aux extrémités. Il est à noter, aussi, que les couples du double-fond sont espacés de 2 pieds, tandis que les barres en U verticales et les barrots qui y sont attachés, et qui forment l'ensemble des couples au-dessus du double-fond, sont espacés de 4 pieds dans toute la longueur du navire, sauf aux extrémités. En effet, dans le double-fond, le demi-couple ordinaire, espacé de 2 pieds, comprend, avec une barre U, une cornière cintrée, avec un fort gousset au bouchain, et une cornière renversée, le tout attaché par des cornières et un gousset à la carlingue centrale. Tous les 8 pieds, au lieu de la cornière renversée, on met une barre en U, dont la pince forme couvre-joint pour les tôles de plafond du water-ballast. Il y a aussi, tous les 24 pieds dans le double-fond, des couples à varangue surélevée, formés de cornières et de varangues en tôle, disposées à la manière ordinaire (voir *fig.* 1 à droite). Pour compléter ces couples, des porques sont substituées aux barres en U; elles sont donc espacées de 24 pieds, et placées au milieu de l'espace compris entre deux panneaux. Aux extrémités, les couples complets sont espacés de deux pieds, et, comme on l'a vu plus haut, sont d'échantillon plus léger que dans la maîtresse partie du navire.

On remarquera aussi que la discontinuité de la membrure transversale rend la construction du double-fond facile, et indépendante de celle du reste de la coque. Des couples du double-fond, un sur deux seulement est prolongé au-dessus du double-fond par les membres en U, qui forment avec les barrots le reste du couple. Ces deux parties de la construction, le double-fond et la partie de la coque superposée, sont liées solidement l'une à l'autre par des goussets en tôle, comme on le voit sur la figure 1.

Naturellement, étant donné le service auquel ces navires sont destinés, il n'y a qu'un seul pont, simple couverture de la grande cale, qui renferme la cargaison. Les barrots du pont supérieur sont toujours en U, et recouverts par le bordé réglementaire. Le creux du navire, du pont jusqu'au fond de la cale, est cependant trop grand pour qu'on soit certain de la solidité des murailles du navire, sans des liaisons transversales intermédiaires. On désire éviter la construction d'un pont intermédiaire, parce que son seul but serait de renforcer les murailles du navire contre les chocs et les pressions exté-

rieures, et que ce pont, avec des panneaux pareils à ceux du pont supérieur, serait trop pesant et trop coûteux, et gênerait en outre le déchargement de la cargaison. On a imaginé dernièrement plusieurs dispositions, qui assurent la solidité nécessaire, sans trop gêner le déchargement. On indiquera tout à l'heure la disposition adoptée dans le cas cité.

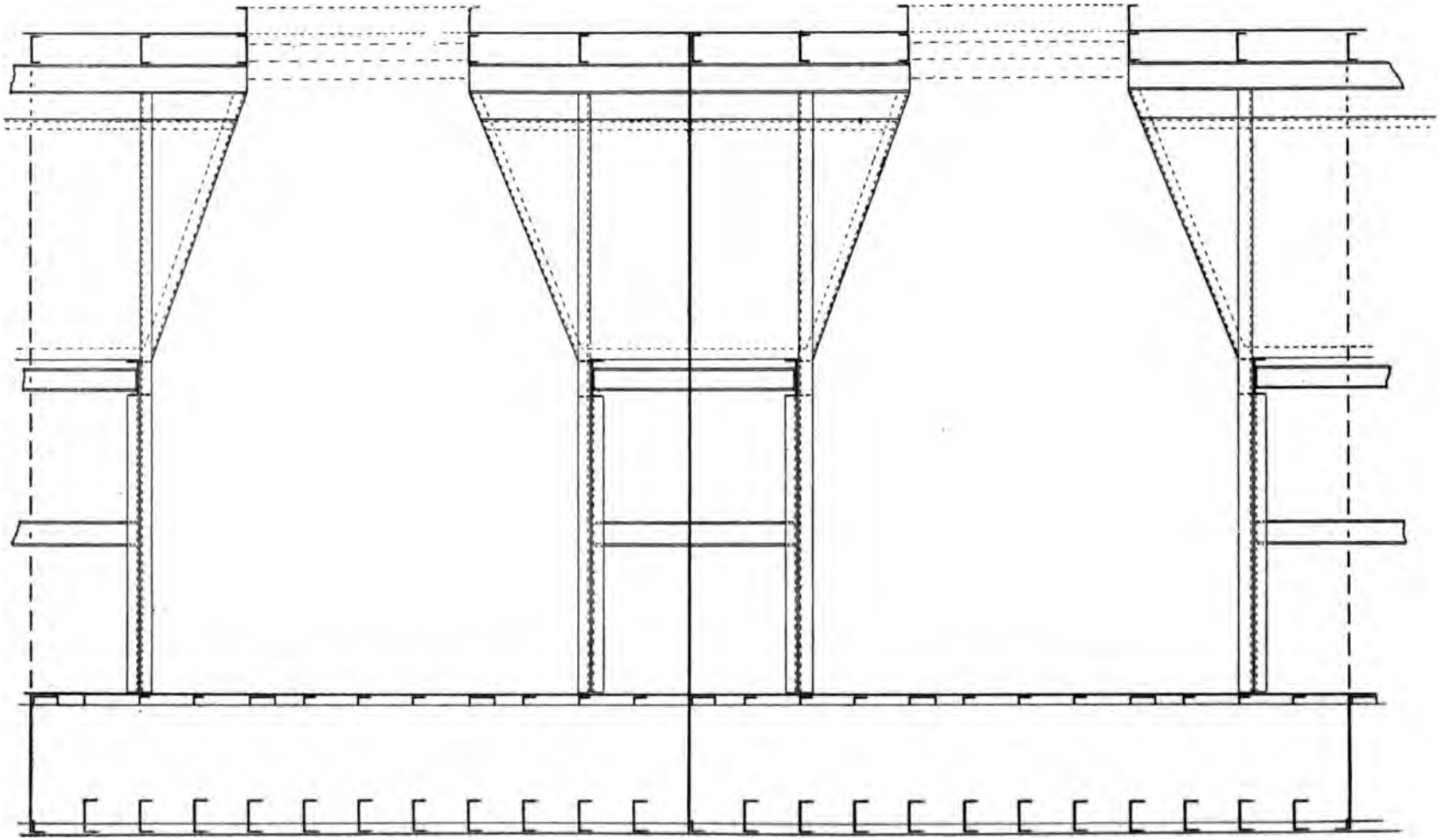
Le pont du navire a une longueur continue de 290 pieds, du gaillard à la dunette. Ce pont recouvre à peu près la longueur de la cale, et pour faciliter le chargement et le déchargement de la cargaison, on y perce des panneaux de 8 pieds de long sur 32 pieds de large, disposés à des intervalles de 24 pieds. Cela donne douze de ces panneaux, avec une surface totale de 3072 pieds carrés, par lesquels doit passer le chargement. Cette disposition des panneaux rend nécessaire une attention particulière à la question de la solidité longitudinale du navire, laquelle dépend entièrement du pont supérieur. Le pont est interrompu en douze endroits par ces panneaux, qui s'étendent presque sur toute la largeur du navire. Il n'y a donc que deux bandes de 9 pieds de largeur chacune, en dehors des panneaux, pour assurer la solidité nécessaire. On est forcé, en conséquence, de mettre entre les panneaux et les couples des tôles d'une épaisseur allant jusqu'à 20^{mm}, comme extension des tôles gouttières ordinaires. On donne la même épaisseur au carreau, et même, quelquefois, on va jusqu'à doubler cette dernière tôle. Avec ces dispositions, on arrive à renforcer au degré convenable les liaisons longitudinales.

Cette disposition des panneaux correspond naturellement à la disposition, sur les quais, des soutes à chargement et des appareils élévatoires, qui sont espacés de 12 ou de 24 pieds. Cette disposition des panneaux est donc réglementaire; quel qu'en soit le nombre, il faut qu'ils soient espacés de la distance indiquée. On a cependant construit quelques navires de ce type avec des panneaux espacés de 12 pieds, mais l'avantage de cette disposition est discutable, et, actuellement au moins, les panneaux espacés de 24 pieds sont partout réglementaires dans ce type de construction.

Dernièrement on a adopté, pour le déchargement du minerai de fer, des appareils qui pivotent sur une sorte de mât abaissé au milieu du panneau, et demandant le plus d'espace possible dans la cale. On a par suite été forcé de supprimer les épontilles des barrots du panneau au pont supérieur, et les barrots correspondants de l'entrepont, de manière à élargir l'espace entre les barrots de l'entrepont et entre les épontilles dans la cale. De cette manière, le soutien des barrots intermédiaires et de ceux du pont supérieur est réduit à deux épontilles en U, doublées dans la cale, et dont l'une est continue jusqu'au pont supérieur, et l'autre est interrompue au barrot de l'entrepont. Cette charpente est aussi renforcée par de larges goussets disposés de la manière montrée par la figure 2.

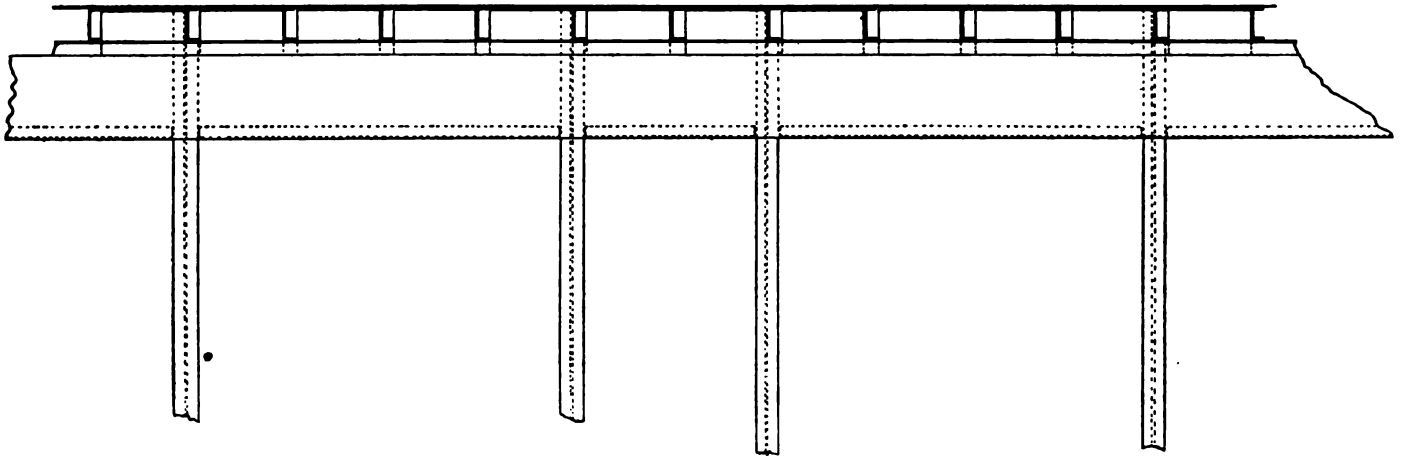
Par suite de la réduction du nombre des barrots intermédiaires, qui, dans ce cas, sont en forme de double T, il importe d'assurer la résistance des murailles du navire aux pressions extérieures, question que nous avons si-

Fig. 2.



Coupe longitudinale par deux panneaux, avec élévation des épontilles.

Fig. 3.



Coupe horizontale et plan des barrots et de la tôle-gouttière de l'entre-pont.

gnalée plus haut. Pour satisfaire à toutes ces exigences, on place sur les barrots intermédiaires une tôle-gouttière, d'une grande largeur et d'une épaisseur allant jusqu'à 15^{mm}, rattachée au bordé par des tôles intercostales façonnées, et aux couples par une cornière (voir *fig.* 3).

Il est particulièrement à noter que la construction montrée par la maîtresse section (voir *fig.* 1) reste absolument uniforme sur 240 pieds de la longueur du navire, à l'exception de la variation dans les hauteurs, occasionnée par la tonture. Cette maîtresse partie représente environ 66 pour 100 du poids de coque, soit, dans le cas actuel, environ 1500^{t}. Toute cette partie se construit sur gabarits types, en nombre réduit, de dimension et disposition presque uniformes pour chaque membre dans toute la partie cylindrique. Il en résulte que tous ces gabarits peuvent se préparer, et toutes les tôles, les barres en U, les cornières, etc., peuvent être travaillées et percées avant le commencement du montage sur cale.

Une économie notable résulte de l'usage de ces gabarits, surtout quand le type de construction y est bien adapté. Cette économie, en effet, est bien reconnue, et la méthode n'exige aucune description détaillée. Les avantages de ce système, quelquefois douteux, sont ici bien réels et très importants, principalement à cause de la grande proportion du poids des matériaux de disposition uniforme.

Les autres parties de la construction, carlingues, serres, bordé, etc. n'offrent rien de particulier, et ne méritent aucune attention spéciale.

Le temps nécessaire pour la construction d'un navire de ce type dépend naturellement d'un grand nombre d'influences secondaires, mais, si l'on suppose les matériaux à pied d'œuvre, et les conditions générales favorables, un navire de cette espèce se construit dans un espace de 120 jours à 150 jours, complet et prêt à prendre son chargement.

Machine et chaudières. — La machine d'un navire de cette espèce est du type ordinaire, à triple expansion, et d'une puissance comprise entre 1600^{chx} et 2000^{chx}. Dans le cas cité, elle est d'à peu près 1600^{chx}, avec des cylindres de 22, 36, 60 pouces (559^{mm}, 914^{mm}, 1524^{mm}) de diamètre, et une course de piston de 40 pouces (1016^{mm}). Le nombre de tours par minute est compris entre 80 et 100, et dans le cas cité est de 85, à la puissance normale. L'hélice est du type ordinaire, à quatre ailes. Le diamètre est de 14 pieds ($4^{m},27$), le pas de 15,75 pieds ($4^{m},80$), et l'aire hélicoïdale des ailes de 62 pieds carrés ($5^{m^2},76$). La pression de la vapeur aux chaudières est d'à peu près 170 livres par pouce carré (12^{kg} par centimètre carré), et la détente de 10 environ. Il y a deux chaudières du type ordinaire, de 13 pieds ($3^{m},94$) de diamètre, et 12 pieds ($3^{m},66$) de longueur. Chaque chaudière renferme deux fourneaux du type Morison, et 290 tubes de 102 pouces ($2^{m},59$) de long, et 3 pouces (76^{mm}) de diamètre. La surface de grille est de 100 pieds carrés ($9^{m^2},29$), et la surface de chauffe de 3600 pieds carrés ($334^{m^2},5$). Le tirage forcé, système

Howden ou *Ellis and Eaves,* est employé généralement, quoiqu'on trouve aussi le tirage naturel. Dans le cas cité, on emploie le tirage forcé, système Ellis and Eaves.

Avec une semblable machine à vapeur et les chaudières adoptées, on peut compter sur une consommation de combustible d'environ $1^{liv},5$ ($0^{kg},68$) par cheval-vapeur et par heure.

Les appareils auxiliaires comprennent des pompes pour vider le double-fond, des pompes alimentaires, des pompes à incendie et une pompe auxiliaire pour le service général; il y a aussi un condenseur à injection, avec pompe à air, deux générateurs de lumière électrique, d'une puissance totale de 15 kilowatts, un servo-moteur de gouvernail, un guindeau et un cabestan à vapeur, et plusieurs treuils d'emploi spécial au service prévu.

La vitesse ordinaire est en charge de 10^{n} à $10^{n},5$, et lège de 11^{n} à 12^{n}.

L'équipage total d'un navire de ce genre s'élève à vingt hommes environ, dont une moitié pour la machine, et l'autre pour le service du navire.

La répartition des poids dans le cas cité est la suivante:

Poids de coque	2230 t
Poids de l'armement	100
Poids de l'appareil moteur (eau comprise)	240
Poids du charbon	230
Poids de la cargaison	6300
Déplacement total	9100

Contrairement à ce qu'on pourrait penser, ces navires sont toujours installés pour un nombre limité de passagers. Il y a toujours une cabine de luxe pour le propriétaire, ou pour les officiers de la compagnie, et plusieurs cabines pour des amis ou pour des passagers. Un navire de ce genre met d'ordinaire de 7 à 10 jours à son voyage aller et retour. A l'époque des grandes chaleurs de l'été, cela donne l'occasion de passer une semaine très agréable, en allant de Cleveland ou Detroit à Duluth, ou un autre port du Lac Supérieur, et retour. Bien entendu les passagers sont un élément tout à fait secondaire; les installations ne sont faites qu'en vue de ces parties de plaisir, et non pour le bénéfice qu'on peut en tirer. Le nombre de passagers ne dépasse guère 5 ou 6, et ils sont logés naturellement dans les deux superstructures du pont supérieur, à l'avant et à l'arrière.

On peut reprocher, peut-être, à ce type de construction navale de se rapprocher plus d'une caisse que d'un navire; mais si l'on admet que tout service spécial justifie une construction y appropriée, ce type ne sera peut-être pas sans intérêt pour les membres de notre profession, comme solution, par nos constructeurs des Grands Lacs des États-Unis, d'un problème tout spécial, et qu'ils ont beaucoup étudié depuis le développement de l'industrie et du commerce modernes.

FORMULES POUR L'ÉTABLISSEMENT

D'UN

PROJET DE CARGO-BOAT,

PAR M. ALEX. BASSETTI,
Ingénieur civil des Constructions navales.

L'établissement d'un avant-projet de navire, répondant à certaines conditions données, sans aucun tracé, ni aucun tâtonnement, mais simplement par quelques calculs, est évidemment un desideratum plus facile à formuler qu'à satisfaire.

En effet, si l'on se place dans le cas général, le problème est absolument inextricable, à cause des grandes différences qui existent entre les divers types de navires, tant au point de vue des coques qu'au point de vue des machines.

Il est bien difficile qu'une formule soit également bonne pour un torpilleur et un cargo, ou pour un canot à vapeur et un cuirassé; mais si l'on ne considère qu'un seul type de navires, il est alors relativement aisé d'établir des lois.

M. Normand, le premier, dans son très remarquable ouvrage intitulé *Formules approximatives de construction navale*, a montré tout le parti qu'on pouvait tirer de formules algébriques établies rationnellement, en ayant égard tout à la fois à la forme exacte de la fonction donnant l'inconnue cherchée, et aux conditions mécaniques et pratiques qui influent sur cette fonction.

Ces formules donnent la position du centre de carène, les rayons métacentriques, l'acuité, etc., et s'appliquent avec un égal succès à des navires très différents. Cette dernière propriété est certainement la plus remarquable de toutes.

Dans un ordre d'idées analogue, nous nous sommes posé comme problème l'établissement de formules permettant d'étudier, en très peu de temps, et sans tâtonnement, un avant-projet de cargo-boat avec sa machine; ce bâtiment répondant à certaines données posées *a priori*, par exemple la vitesse et le port en lourd (différence entre le déplacement en charge et le poids du

navire avec son appareil moteur); ou encore le tirant d'eau et la vitesse, etc.

Ces formules ont été établies à l'aide des caractéristiques de 170 navires construits et essayés en Angleterre, en Écosse et en Irlande, durant les derniers mois de l'année 1901 et toute l'année 1902.

Ces navires sont, pour la plupart, des cargos proprement dits, mais il y figure aussi des pétroliers, des câbles-steamers et de grands cargos aménagés pour recevoir quelques passagers.

Les paquebots à grande vitesse ont été écartés, ainsi que les turrets-ships, à cause de leurs formes par trop spéciales.

Notations adoptées. — Les notations adoptées sont les suivantes :

L, longueur entre perpendiculaires;
l, largeur maxima hors membrures;
c, creux mesuré du dessus de quille au livet en abord du pont principal;
P, port en lourd (poids total du fret, du charbon, de l'eau, etc.);
t, tirant d'eau moyen correspondant au poids P;
V, vitesse en nœuds;
F, puissance de la machine en chevaux indiqués;
L_0, l_0, c_0, P_0, t_0, V_0, F_0, mêmes caractérisques pour un navire type;
D, distance franchissable en milles marins;
p, poids du charbon;
u, volume des soutes à charbon;
D_1, diamètre du cylindre HP (haute pression);
D_2, diamètre du cylindre MP (moyenne pression);
D_3, diamètre du cylindre BP (basse pression);
C, course commune des pistons;
v, vitesse moyenne des pistons en mètres par seconde;
N, nombre de tours de l'arbre-manivelles à la minute;
ϖ, pression, au-dessus de l'atmosphère, de la vapeur à la chaudière, en kilogrammes par centimètre carré.

Toutes les longueurs sont exprimées en mètres, et les poids en tonnes de 1000^{kg}.

Détermination de la coque.

Conditions de similitude. — Tous les cargo-boats ont, à très peu près, les mêmes formes; le maître-couple est sensiblement rectangulaire, le rapport du volume de carène au parallélépipède circonscrit varie dans des limites peu étendues (ce rapport est compris entre 0,75 et 0,80); enfin, les formes des lignes d'eau sont très analogues pour tous les navires de cette catégorie.

Il en résulte qu'on peut admettre que toutes les coques de cargos sont géométriquement semblables; seulement, c'est une similitude à trois paramètres; en passant d'un navire à un autre, les trois dimensions ne varient pas de la même façon.

Pour pouvoir déduire une carène d'une autre, il faut donc trouver trois relations, donnant la loi des variations de ces trois paramètres.

Rapport de la longueur à la largeur. — Ayant mis sous forme de tableau les diverses valeurs du rapport de la longueur à la largeur des 170 navires, dont nous possédons les caractéristiques, nous avons constaté que ce rapport croît :

1° Avec les dimensions absolues; un grand cargo est beaucoup plus effilé qu'un petit;

2° Avec la vitesse.

Les variations du rapport considéré étant très uniformes, il est possible de les représenter par une formule simple; la plus exacte que nous ayons trouvée est la suivante :

$$(1) \qquad \frac{L - L_0}{l\sqrt[3]{V} - l_0\sqrt[3]{V_0}} = A.$$

A étant une constante; L, l et V étant la longueur, la largeur et la vitesse d'un navire; L_0, l_0, V_0 les mêmes éléments d'un autre navire.

Nous supposerons, dans la suite, que cet indice zéro caractérise les dimensions d'un navire adopté comme type, alors que les lettres sans indice sont les dimensions du navire projeté.

Condition de solidité. — On peut assimiler la coque d'un cargo, naviguant sur une forte houle, à une poutre creuse de section rectangulaire, à parois minces, reposant en son milieu sur un appui.

En outre, la répartition des poids le long de cette poutre est une certaine fonction inconnue des dimensions.

La poutre travaillant à la flexion, la charge de la fibre la plus chargée sera

$$R = \frac{M}{\frac{I}{v}} = \frac{f(L, l, c)}{\frac{I}{v}}.$$

Si l'on désigne par $\frac{e}{2}$ l'épaisseur de la paroi, on a pour le module de la section

$$\frac{I}{v} = \frac{1}{6}\left[\frac{(l+e)(c+e)^3 - lc^3}{c}\right].$$

Soit (en considérant e comme infiniment petit du premier ordre),

$$\frac{I}{v} = \frac{e}{6}(3lc + c^2).$$

Remplaçant, il vient

$$R = \frac{6f(L, l, c)}{e(3lc + c^2)}.$$

Mais on peut admettre que l'épaisseur moyenne $\frac{e}{2}$ des tôles est aussi une fonction des dimensions; on peut donc écrire

$$R = \frac{\varphi(L, l, c)}{3lc + c^2}.$$

Les calculs effectués sur les 170 cargos ont montré que si l'on adopte pour la fonction la forme simple

$$Ll = \varphi(L, l, c),$$

la valeur de R varie peu d'un navire à l'autre, et augmente très légèrement avec la vitesse.

Ce fait est conforme à la logique; en effet, les charges adoptées pour les coques de cargo-boats ne varient jamais beaucoup; en outre, lorsque le rapport de la longueur à la largeur augmente (c'est-à-dire lorsque la vitesse augmente), on peut être porté à accepter des charges un peu plus fortes pour les matériaux, afin de n'avoir pas une coque trop lourde.

La relation la plus conforme à la pratique sera donc

$$\frac{R}{\sqrt[3]{V}} = \frac{R_0}{\sqrt[3]{V_0}} = H.$$

Soit, explicitement,

$$(2) \qquad \frac{Ll}{\sqrt[3]{V}(3lc + c^2)} = \frac{L_0 l_0}{\sqrt[3]{V_0}(3l_0c_0 + c_0^2)} = H,$$

où H est une constante.

Condition de volume. — Une coque de cargo-boat ayant : 1° une maîtresse-section à très peu près rectangulaire; 2° des formes sensiblement cylindriques dans une notable fraction de la longueur; 3° le fret placé dans la partie centrale, les extrémités servant peu ou point à l'arrimage de la cargaison, le produit $l \times c$ de la largeur par le creux doit être lié par une relation simple au volume des soutes, ou, en d'autres termes, au poids P.

On aurait pu se proposer de trouver une relation entre les trois dimensions, longueur, largeur et creux, et le port en lourd; mais nous n'avons rien trouvé d'exact dans ce sens; par exemple, le rapport

$$\rho = \frac{Llc}{P}$$

est très variable d'un navire à un autre, et, en outre, cette variation ne suit aucune loi.

Pour les navires étudiés ρ varie de 1,80 à 2,50.

Au contraire, la relation

$$lc = \psi(P)$$

s'est présentée sous une forme simple; le rapport

$$\frac{lc}{P^{\frac{2}{3}}}$$

est sensiblement constant pour des poids P variant de 11500t à 1000t; dans ces limites on a donc

$$(3)_0 \qquad \frac{lc}{P^{\frac{2}{3}}} = \frac{l_0 c_0}{P_0^{\frac{2}{3}}}$$

Si P descend au-dessous de 1000t, la valeur de ce rapport augmente faiblement, mais augmente d'autant plus que P diminue davantage; on peut donc poser

$$(3) \qquad \frac{lc}{P^{\frac{2}{3}}} = S = S' + \varepsilon,$$

ε étant nul lorsque P est compris entre 11500t et 1000t. La relation $(3)_0$ n'est donc satisfaite qu'à la condition que P et P_0 soient compris dans ces limites, ou ne diffèrent que peu l'un de l'autre, s'ils sont inférieurs à 1000t.

Nous donnerons ci-après un tableau des valeurs du petit terme correctif ε.

Relation approchée entre le port en lourd et le creux. — Le rapport

$$\frac{c^2}{P^{\frac{2}{3}}}$$

est loin d'être constant; cependant les diverses valeurs qu'il prend pour les divers navires considérés ne s'écartent jamais beaucoup les unes des autres; on peut donc poser

$$c^2 = 0,214\, P^{\frac{2}{3}},$$

le coefficient 0,214 étant la moyenne de tous les résultats.

Mais nous nous hâtons d'ajouter que la relation ci-dessus ne présente pas assez d'exactitude pour pouvoir figurer dans les calculs.

Nous ne l'emploierons que pour déterminer provisoirement l'une des deux valeurs en fonction de l'autre; cette valeur approchée devant servir dans une première approximation.

Relation entre le creux et le tirant d'eau en charge. — Le rapport $\frac{t}{c}$ du tirant d'eau moyen en charge (correspondant au poids P) au creux varie peu; cependant, il est plus faible pour un grand cargo que pour un petit, et sa variation est assez continue; la relation :

$$(4) \qquad \frac{t - t_0}{c - c_0} = T,$$

où T est une constante, donne la loi de cette variation.

Détermination de la puissance. — De la formule connue

$$V = M\sqrt[3]{\frac{F}{B^2}}$$

on tire

$$F = V^3\left(\frac{B^2}{M^3}\right)$$

B^2 étant la surface immergée du maître-couple, et M l'utilisation.

Si l'on admet que l'utilisation reste constante, ainsi que le rapport du maître-couple au rectangle circonscrit, on a, en passant d'un navire à un autre :

$$\frac{F}{F_0} = \frac{V^3}{V_0^3} \times \frac{lt}{l_0 t_0}.$$

Soit

$$\frac{F}{V^3 lt} = \frac{F_0}{V_0^3\, l_0 t_0} = U.$$

Or, pour les navires étudiés, les valeurs de U ne s'écartent jamais beaucoup les unes des autres; on peut donc prendre la moyenne de ces valeurs pour U, et l'on a

(5) $$F = UV^3 lt.$$

Formules fondamentales relatives à la coque. — On a donc les cinq formules

(1) $$\frac{L - L_0}{l\sqrt[3]{V} - l_0\sqrt[3]{V_0}} = A,$$

(2) $$\frac{L\,l}{\sqrt[3]{V}\,(3lc + c^2)} = H,$$

(3) $$\frac{lc}{P^{\frac{2}{3}}} = S,$$

(4) $$\frac{t - t_0}{c - c_0} = T,$$

(5) $$F = UV^3 lt.$$

A l'aide des caractéristiques d'un certain nombre de navires existants, on détermine les valeurs des constantes A, H, S, T, U, ainsi que les caractéristiques du navire-type : L_0, l_0, c_0, t_0, P_0, V_0 et F_0.

Ensuite, la vitesse V du navire projeté étant supposée une des données du problème, les équations (1), (2), (3), (4) et (5) permettent de calculer cinq des inconnues

$$L,\ l,\ c,\ t,\ P,\ F$$

en fonction de la sixième.

Valeurs proposées pour les constantes. — Les moyennes des résultats fournis par les 170 coques, dont nous possédons les caractéristiques, donnent pour les constantes les valeurs

$$A = 4,367,$$
$$T = 0,72,$$
$$S = 0,37 + \varepsilon,$$

avec les valeurs suivantes pour le petit terme correctif ε :

P.	ε.
de 11500t à 1000t	0
800t	0,01
600t	0,03
400t	0,07

Dans les problèmes où P est une inconnue, on fera une première approximation en prenant $S = 0,37$; puis, si le port en lourd, ainsi calculé, est inférieur à 1000t, on fera une deuxième approximation en prenant pour ε la valeur correspondante à la première solution.

Le navire-type, résultant des 170 cargo-boats étudiés, a pour dimensions :

$$L_0 = 100^m,$$
$$l_0 = 13^m,14,$$
$$c_0 = 7^m,74,$$
$$P_0 = 4557^t,$$
$$t_0 = 6^m,31,$$
$$V_0 = 12^n,$$
$$F_0 = 2300^{ch}.$$

On en déduit :

$$H = 1,57,$$
$$U = 0,016.$$

Formules avec les valeurs proposées pour les constantes. — Si l'on adopte pour les caractéristiques du navire-type, ainsi que pour les constantes, les valeurs proposées ci-dessus, les équations fondamentales prendront la forme :

(1) $$\frac{L - 100}{l\sqrt[3]{V} - 13,14\sqrt[3]{12}} = 4,367,$$

(2) $$\frac{Ll}{\sqrt[3]{V}(3lc + c^2)} = 1,570,$$

(3) $$\frac{lc}{P^{\frac{2}{3}}} = S = 0,37 + \varepsilon,$$

(4) $$\frac{t - 6,31}{c - 7,74} = 0,72,$$

(5) $$F = 0,016\,V^3 lt.$$

Limites où les formules sont applicables. — Les formules ont été établies avec les caractéristiques de navires dont le port en lourd varie de 400^t à 11500^t, la longueur de 40^m à 150^m, et la vitesse de 10^n à 15^n. Ce sont donc là les limites entre lesquelles elles sont applicables en toute sécurité.

Il est probable que, par raison de continuité, elles sont encore applicables au delà de ces limites; mais on devra, alors, n'accepter qu'avec réserve les résultats qu'elles donneront.

Marche des calculs. — Pratiquement, quatre problèmes se posent; nous allons les examiner successivement.

I. *On donne la vitesse* V *et le port en lourd* P. — C'est le problème le plus important : en effet, la vitesse et le port en lourd sont les véritables caractéristiques commerciales du navire.

Les équations (1), (2), (3) donnent la longueur, la largeur et le creux en fonction des données, mais on ne peut pas résoudre simplement ce système d'équations.

Afin d'arriver rapidement au but, nous les résoudrons par la méthode des approximations successives.

En chassant le dénominateur, l'équation (1) peut se mettre sous la forme

$$L = 4{,}367\sqrt[3]{V}\,l - 13{,}40. \tag{1$'$}$$

Ensuite, si dans l'équation (2) on substitue à lc sa valeur tirée de l'équation (3), et si l'on résout par rapport à l, on a

$$l = \frac{3{,}6}{\sqrt[3]{V}} + \sqrt{\left(\frac{3{,}6}{\sqrt[3]{V}}\right)^2 + 0{,}36\,(3\,SP^{\frac{2}{3}} + c^2)}. \tag{2$'$}$$

Enfin, si l'on tire c de l'équation (3), on a

$$c = \frac{SP^{\frac{2}{3}}}{l}. \tag{3$'$}$$

Ces trois relations étant établies, la marche des calculs est la suivante :

On détermine provisoirement c^2 par la relation approchée

$$c^2 = 0{,}214\,P^{\frac{2}{3}}.$$

On fait une première approximation en portant cette valeur de c^2 dans l'équation (2)′ qui donne l; puis, portant cette largeur dans l'équation (3)′, on a le creux c correspondant.

On fait ensuite une deuxième approximation en portant la valeur de c, fournie par la première approximation, dans l'équation (2)′, et la nouvelle valeur de l dans la relation (3)′.

Il n'y a pas lieu de faire d'autres approximations, l'erreur commise atteint

à peine quelques centimètres; c'est également le degré d'approximation des formules; il serait illusoire d'aller plus loin.

D'ailleurs, on peut remarquer que les valeurs exactes de la largeur et du creux sont toujours comprises entre les valeurs correspondantes données par deux approximations successives; les valeurs approchées oscillent de part et d'autre des valeurs exactes.

En outre, on peut démontrer que les approximations sont rapidement convergentes.

La largeur et le creux étant ainsi calculés, les équations (1)', (4)' et (5) donnent immédiatement la longueur, le tirant d'eau et la puissance correspondants.

L'équation (4)' s'obtient en tirant t de l'équation (4) :

$$(4)' \qquad t = 0{,}72\,c + 0{,}74.$$

Ces calculs, qui n'offrent aucune difficulté, se font en très peu de temps.

II. *On donne la vitesse* V *et le tirant d'eau en charge* t. — Il arrive souvent, dans un projet de navire, que le tirant d'eau est limité par des conditions de navigation; profondeur d'eau du chenal d'accès d'un port ou d'un fleuve, que le navire est destiné à fréquenter.

Dans ce cas, on commencera par calculer le creux, correspondant au tirant d'eau fixé, à l'aide de la relation (4) :

$$c = \frac{t}{0{,}72} - 1{,}03.$$

Ensuite on calculera provisoirement le port en lourd par la relation approchée

$$P^{\frac{2}{3}} = \frac{c^2}{0{,}214}.$$

Puis on fera une première approximation avec les équations

$$(2)' \qquad l = \frac{3{,}6}{\sqrt[3]{V}} + \sqrt{\left(\frac{3{,}6}{\sqrt[3]{V}}\right)^2 + 0{,}36\left(3SP^{\frac{2}{3}} + c^2\right)}.$$

$$(3)'' \qquad P^{\frac{2}{3}} = \frac{lc}{S}.$$

Et ensuite une seconde approximation avec la valeur de $P^{\frac{2}{3}}$ fournie par la première.

Dans ce cas encore, on peut établir que les approximations convergent rapidement.

Enfin on calcule la longueur et la puissance par les relations (1)' et (5).

III. *On donne la vitesse* V *et la largeur* l. — La largeur maxima acceptable

peut être limitée par les dimensions transversales d'écluses où le navire est destiné à passer.

Ce cas peut se résoudre directement; la largeur étant fixée, la relation (1)' donne la longueur correspondante

$$L = 4,367\sqrt[3]{V}\,l - 31,40. \tag{1)'}$$

Ensuite on tire c de l'équation (2)

$$c = -\frac{3}{2}l + \sqrt{\frac{9}{4}l^2 + \frac{Ll}{1,57\sqrt[3]{V}}}.$$

Finalement le port en lourd, le tirant d'eau et la puissance sont donnés par les relations

$$P = \left(\frac{lc}{S}\right)^{\frac{3}{2}},$$

$$t = 0,72c + 0,74,$$

$$F = 0,016V^3lt.$$

IV. *On donne la vitesse* V *et la longueur* L. — Il arrive parfois que la longueur est limitée par des conditions d'évolution dans un bassin ou dans un fleuve.

La longueur étant fixée, l'équation (1) donne la largeur correspondante

$$l = \frac{31,40 + L}{4,367\sqrt[3]{V}},$$

et ensuite on continue les calculs comme dans le cas précédent.

Calcul du poids de charbon à embarquer et du volume des soutes à charbon. — La puissance de la machine étant donnée par la relation

$$F = 0,016V^3lt, \tag{5}$$

si D est la distance franchissable en milles marins, et γ la consommation de charbon par cheval-heure, on aura pour le poids total de charbon à embarquer

$$p = \frac{0,016\gamma V^3ltD}{1000}.$$

Si l'on prend pour la consommation de charbon $\gamma = 0^k,800$, on a

$$p = \frac{V^3ltD}{78000}. \tag{6}$$

Et si l'on compte sur un arrimage de 850^{kg} de charbon par mètre cube, le volume des soutes à charbon sera

$$u = \frac{V^3ltD}{66300}. \tag{6)'}$$

Dans ces formules, p est exprimé en tonnes, et u en mètres cubes.

N. B. — Afin d'abréger les calculs on trouvera annexé au présent mémoire un tableau des valeurs de certains quotients et produits, qui figurent dans les formules.

Détermination de la machine.

Le type de machine considéré est une machine verticale à triple expansion, et à trois cylindres placés côte à côte; c'est de beaucoup le type le plus usité actuellement à bord des cargo-boats.

Les formules qui suivent ont été établies avec les caractéristiques de 122 machines de ce type, ces machines appartenant toutes aux navires qui ont fourni les formules relatives aux coques.

Les 48 navires restant sont, pour la plupart, des machines compounds, ou à quadruple expansion; ces dernières, en effet, commencent à se répandre à bord des bâtiments de commerce.

Rapports des volumes des cylindres. — Désignons par α^2 le rapport des volumes des cylindres BP et HP

$$\alpha^2 = \left(\frac{D_3}{D_1}\right)^2.$$

L'introduction dans le cylindre HP variant peu d'une machine à l'autre, le rapport α^2 ne peut être qu'une fonction de la pression ϖ de la vapeur dans la chaudière; une augmentation de pression permettant une augmentation de détente, on a donc

$$\alpha^2 = f(\varpi).$$

Nous avons trouvé la forme suivante pour cette fonction :

$$\alpha^2 = 2,398\varpi - 0,2665\varpi^2 + 0,00975\varpi^3, \tag{7}$$

la pression ϖ étant exprimée en kilogrammes par centimètre carré.

Lorsque ϖ varie de 10^{kg} à 15^{kg}, α^2 varie, à peu de chose près, de 7 à 9; ce sont là, d'ailleurs, les limites entre lesquelles cette formule est applicable en toute sécurité.

Les pressions couramment usitées en Angleterre à bord des navires de commerce sont : 160, 180 et 200 livres par pouce carré, ce qui équivaut à $11^{kg},25$, $12^{kg},65$ et $14^{kg},06$ par centimètre carré; 48 pour 100 des machines étudiées marchent à $12^{kg},65$.

Le rapport $\left(\frac{D_3}{D_2}\right)^2$ des volumes des cylindres BP et MP varie peu d'une machine à l'autre, à la condition que la pression ϖ soit invariable; en outre, de même que le rapport du grand au petit cylindre, il augmente avec la pression, ce qui est logique.

La moyenne des calculs, effectués avec les caractéristiques des 122 machines types, donne la relation

$$\left(\frac{D_3}{D_2}\right)^2 = \sqrt{\left(\frac{D_3}{D_1}\right)^2} = \alpha.$$

Ce résultat, remarquablement simple, ne s'écarte jamais beaucoup de la réalité, et, en outre, il est exactement vérifié pour 21 machines sur les 122, soit environ 17 pour 100.

On a donc la relation

$$\frac{D_3}{D_1} = \left(\frac{D_3}{D_2}\right)^2 = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 = \alpha. \tag{8}$$

La valeur de α étant donnée par la formule (7).

Détermination de la course des pistons. — La hauteur d'une machine verticale étant proportionnelle à la course des pistons, il en est de même pour la hauteur de son centre de gravité au-dessus de l'axe de l'arbre-manivelles; il en résulte que, un navire étant donné, la longueur de la course est déterminée par la double considération de l'encombrement et de la bonne répartition des poids.

La course des pistons est ainsi une fonction des dimensions de la coque, et l'on a

$$C = f(L, l, c).$$

Mais on a vu, par les relations (1) et (4), que

$$L = f_1(l, V),$$
$$c = f_2(t).$$

Il en résulte que

$$C = f_3(l, t, V).$$

D'autre part, en vertu de l'équation (5), la puissance F de la machine est aussi une fonction de la largeur, du tirant d'eau et de la vitesse; on voit donc que la course et la puissance, qui sont des fonctions des mêmes éléments, sont fonctions l'une de l'autre; et l'on peut écrire

$$F = \varphi(C).$$

Mais, pour une machine à vapeur quelconque, la puissance est une fonction de la pression de la vapeur, du diamètre du grand cylindre, et de la course (le nombre de tours étant lié à la course par la vitesse moyenne des pistons, qu'on se fixe arbitrairement par des considérations mécaniques); on a donc

$$F = \psi(\varpi, D_3, C).$$

Rapprochant les deux égalités ci-dessus, il vient

$$\varphi(C) = \psi(\varpi, D_3, C),$$

soit

$$C = \Phi(\varpi, D_3).$$

La course est donc à la fois une fonction de la pression de la vapeur et du diamètre du cylindre BP.

Il résulte de nos calculs que, pour une machine de cargo-boat, cette fonction est de la forme

$$C = \frac{\alpha D_3}{1,06}, \tag{9}$$

la formule (7) donnant α en fonction de ϖ.

Relation entre la course et le creux. — La valeur de la fonction

$$C = f(L, l, c)$$

est donnée approximativement par la relation

$$C = k.c,$$

entre la course et le creux, le coefficient k variant d'ailleurs entre certaines limites.

Les navires types nous ont donné les valeurs suivantes pour ce coefficient :

Cas d'une machine.

Valeur moyenne de $\frac{C}{c}$	0,139
Valeur maxima de $\frac{C}{c}$	0,166

Cas de deux machines.

Valeur moyenne de $\frac{C}{c}$	0,119
Valeur maxima de $\frac{C}{c}$	0,146

Avec ces données, on pourra s'assurer si la machine n'a pas une hauteur exagérée par rapport au navire.

Vitesse moyenne des pistons, et nombre de tours. — La vitesse moyenne des pistons, et le nombre de tours de l'arbre-manivelles sont liés à la course par la relation connue

$$N = \frac{30v}{C}.$$

Pour une petite course, si l'on conserve une vitesse normale aux pistons,

le nombre de tours devient rapidement très grand, les forces d'inertie augmentent, et, en outre, l'hélice peut être dans de mauvaises conditions de fonctionnement.

D'autre part, dans le cas d'une grande course, on est obligé d'augmenter la vitesse des pistons, pour éviter d'avoir une machine trop lourde.

Pour ces deux raisons, il y a lieu de proportionner la vitesse v à la course C. On évite ainsi des nombres de tours exagérés sur un petit navire, et une machine trop lourde sur un grand.

La formule la plus conforme à la pratique, actuellement suivie par les constructeurs Anglais, peut se mettre sous la forme

$$v = 3\sqrt[3]{C} \tag{10}$$

v et C étant exprimés en mètres.

M. Seaton, dans son Aide-Mémoire (édition de 1897), indique une relation de même forme, mais où le coefficient n'est que 2,5 au lieu de 3; il semble donc que, dans ces dernières années, les constructeurs n'aient pas craint d'augmenter la vitesse moyenne des pistons.

Il résulte de la relation (10) que l'on a

$$N = \frac{90}{C^{\frac{2}{3}}}, \tag{11}$$

N étant le nombre de tours à la minute.

Les formules (9), (10) et (11) ont été établies avec les caractéristiques de machines, dont les courses varient de $0^m,559$ à $1^m,524$: ce sont donc là les limites normales de ces formules.

Les relations (10) et (11) donnent :

C.	v.	N.
m 0,60	m 2,54	126
0,80	2,78	104
1,00	3,00	90
1,20	3,19	80
1,40	3,36	71,5
1,60	3,51	65,5

Ces chiffres paraissent très raisonnables, si on les compare aux vitesses et aux nombres de tours des machines des navires de guerre; seulement, il ne faut pas perdre de vue que les machines de cargos ont un montage beaucoup moins soigné que les machines des marines militaires, et qu'en outre, sur un navire de commerce, l'allure normale diffère peu de l'allure maxima.

Équation du travail. — La puissance d'une machine à vapeur est donnée, comme on sait, par l'équation

$$F = 3,4907\, D^{\frac{2}{3}} C N p,$$

où p est l'ordonnée moyenne totalisée; or, cette ordonnée moyenne est, tout à la fois, une fonction de la pression initiale de la vapeur et de la détente, c'est-à-dire du rapport des cylindres; en outre, elle est influencée par les éléments de la régulation; on peut donc poser

$$p = f(\varpi, \alpha).$$

Mais on a vu que α est aussi une fonction de la pression ϖ, on a donc simplement

$$p = \varphi(\varpi)$$

à une constante près, les éléments de la régulation définissant cette constante.

On peut donc remplacer p par cette valeur dans l'équation de la puissance, et, en outre, substituer à C et à N leurs valeurs en fonction de D_3 et de ϖ données par les relations (9) et (11); il vient

$$F = K.\Phi(\varpi) D_3^{\frac{7}{3}}.$$

Nous avons trouvé que

$$K\Phi(\varpi) = 38,30\,\varpi + 0,74\,\varpi^2.$$

L'équation du travail devient alors

$$F = [38,30\,\varpi + 0,74\,\varpi^2] D_3^{\frac{7}{3}}.$$

On en tire:

$$D_3 = \left[\frac{F}{38,30\,\varpi + 0,74\,\varpi^2}\right]^{\frac{3}{7}}. \tag{12}$$

Afin d'abréger les calculs, nous donnons à la fin de ce mémoire un tableau des valeurs de : α^2, α, $\sqrt{\alpha}$, β et log (β), en posant

$$\beta = 38,30\,\varpi + 0,74\,\varpi^2.$$

Résumé. — En résumé, les formules, résolvant le problème que nous nous étions posé, sont au nombre de 12, soit : 6 pour la coque et 6 pour la machine; elles sont groupées dans le tableau ci-dessous :

1° *Détermination des éléments de la coque :*

$$\frac{L - 100}{l\sqrt[3]{V} - 13,14\sqrt[3]{12}} = 4,367. \tag{1}$$

$$\frac{L\,l}{\sqrt[3]{V}\,(3\,lc + c^2)} = 1,570, \tag{2}$$

$$\frac{lc}{P^{\frac{2}{3}}} = 0,37 + \varepsilon, \tag{3}$$

$$\frac{t - 6,31}{c - 7,74} = 0,72; \tag{4}$$

2° *Détermination de la puissance de la machine :*

(5) $$F = 0{,}016\, V^2 lt;$$

3° *Calcul du poids de charbon à embarquer, et du volume des soutes à charbon :*

(6) $$p = \frac{V^2 lt\, D}{78000},$$

(6)' $$u = \frac{V^2 lt\, D}{66300};$$

4° *Relation entre la pression et le rapport des volumes des cylindres* BP *et* HP :

(7) $$\alpha^2 = 2{,}398\, \varpi - 0{,}2665\, \varpi^2 + 0{,}00975\, \varpi^3;$$

5° *Relation entre les diamètres des divers cylindres :*

(8) $$\frac{D_3}{D_1} = \left(\frac{D_3}{D_2}\right)^2 = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 = \alpha;$$

6° *Détermination de la course des pistons :*

(9) $$C = \frac{\alpha D_3}{4{,}06},$$

avec la condition :

Cas de 1 machine ..... $C \leqq 0{,}166\, c$
Cas de 2 machines ..... $C \leqq 0{,}146\, c$

7° *Relation entre la course et la vitesse moyenne des pistons :*

(10) $$v = 3\sqrt[3]{C};$$

8° *Détermination du nombre de tours :*

(11) $$N = \frac{90}{C^{\frac{2}{3}}};$$

9° *Relation entre la puissance et le diamètre du grand cylindre :*

(12) $$D_3 = \left[\frac{F}{38{,}30\, \varpi + 0{,}74\, \varpi^2}\right]^{\frac{3}{7}}.$$

Ces formules, donnant directement et sans tâtonnement les principales caractéristiques du cargo-boat projeté, permettent de réduire les frais d'études, ainsi que le temps qui y est consacré.

Cette considération, qui ne serait pas d'une grande importance pour un navire de guerre, a, au contraire, une certaine valeur pour des bâtiments, qui doivent être, avant tout, d'un prix de revient aussi faible que possible.

En outre, les relations établies permettent de discuter, *a priori*, les données du problème, et de se rendre compte dès le début de l'effet produit par tel ou tel changement apporté à ces données.

Tableaux.

Calculs relatifs à la détermination de la coque.

V.	$\frac{3,60}{\sqrt[3]{V}}$.	$\left(\frac{3,60}{\sqrt[3]{V}}\right)^2$.	$4,367\sqrt[3]{V}$.	$0,016\,V^2$.
10^n	1,67	2,79	9,41	16,00
11^n	1,62	2,62	9,71	21,30
12^n	1,57	2,47	10,00	27,65
13^n	1,53	2,34	10,27	35,15
14^n	1,49	2,22	10,52	43,90
15^n	1,46	2,13	10,77	54,00

Calculs relatifs à la détermination de la machine.

ϖ.	α^2.	α.	$\sqrt{\alpha}$.	β.	$\log(\beta)$.
10^{kg}	7,08	2,661	1,631	457,0	2,65992
11^{kg}	7,11	2,666	1,633	510,8	2,70825
12^{kg}	7,25	2,693	1,641	566,1	2,75297
13^{kg}	7,55	2,748	1,658	623,0	2,79449
14^{kg}	8,09	2,845	1,687	681,2	2,83327
15^{kg}	8,91	2,985	1,728	741,0	2,86982

$$\alpha^2 = 2,398\,\varpi - 0,2665\,\varpi^2 + 0,00975\,\varpi^3,$$
$$\beta = 38,30\,\varpi + 0,74\,\varpi^2.$$

Application numérique des formules.

Comme application, nous traiterons le problème suivant :

Déterminer les principales caractéristiques d'un navire dont le port en lourd sera de 8650^t, *et la vitesse de* 12^n.

La distance franchissable sera de 4000 *milles, et la pression de la vapeur de* 12^{kg}.

Calcul de la coque. — La relation approchée entre le creux et le port en lourd donne

$$c^2 = 0,214 \times (8650)^{\frac{2}{3}} = 0,214 \times 421,38 = 90,17.$$

D'autre part, on a

$$\left(\frac{3,60}{\sqrt[3]{V}}\right)^2 + 0,36 \times 3\,SP^{\frac{2}{3}} = 170,85.$$

Pour faire une première approximation, portons la valeur de c^2, trouvée ci-dessus, dans l'équation (2)' :

$$l = 1,57 + \sqrt{170,85 + 0,36 \times 90,17} = 15,83$$

Cette valeur de l, portée dans l'équation (3)', donne

$$c = \frac{155,91}{15,83} = 9,85,$$
$$c^2 = 97,02.$$

Une seconde approximation donne

$$l = 1,57 + \sqrt{170,85 + 0,36 \times 97,02} = 15^m,92,$$
$$c = \frac{155,91}{15,92} = 9^m,80.$$

On voit que les résultats donnés par la seconde approximation diffèrent peu de ceux qui sont donnés par la première, il n'y a donc pas lieu d'aller plus loin.

La largeur et le creux étant fixés, la relation (1)' fournit la longueur, et la relation (4)' le tirant d'eau en charge :

$$L = 159,20 - 31,40 = 127^m,80,$$
$$t = 0,72 \times 9,80 + 0,74 = 7^m,80.$$

La puissance de la machine, calculée avec la relation (5), est de

$$F = 27,65 \times 15,92 \times 7,80 = 3433^{chx}.$$

Le poids de charbon à embarquer, et le volume des soutes à charbon sont donnés par les formules (6) et (6)'

$$p = \frac{144 \times 15,92 \times 7,80 \times 4000}{78000} = 917^t,$$
$$u = \frac{144 \times 15,92 \times 7,80 \times 4000}{66300} = 1078^{m^3}.$$

Détermination de la machine. — Le problème revient à calculer les caractéristiques d'une machine de 3433^{chx}, la pression de la vapeur étant de 12^{kg}.

Les diamètres des cylindres sont donnés par les relations (12), (8) et (7) :

$$D_3 = \left[\frac{3433}{566,2}\right]^{\frac{3}{7}} = 2^m,165,$$
$$D_2 = \frac{2,165}{1,641} = 1^m,319,$$
$$D_1 = \frac{2,165}{2,693} = 0^m,804.$$

Les relations (9), (10) et (11) fournissent la course, la vitesse moyenne

des pistons, et le nombre de tours

$$C = \frac{2,165 \times 2,693}{4,06} = 1^m,436,$$

$$c = 3\sqrt[3]{1,436} = 3^m,384,$$

$$N = \frac{90}{(1,436)^{\frac{2}{3}}} = 70,7.$$

Enfin on peut s'assurer que la course des pistons n'a pas une valeur exagérée par rapport au creux

$$\frac{C}{c} = \frac{1,436}{9,800} = 0,146.$$

En résumé on a

Données :

$$P = 8650^t,$$
$$V = 12^n,$$
$$D = 4000,$$
$$\varpi = 12^{kg}.$$

Caractéristiques données par les formules :

$$L = 127^m,80.$$
$$l = 15^m,92,$$
$$c = 9^m,80,$$
$$t = 7^m,80,$$
$$F = 3433^{chx},$$
$$D_1 = 0^m,804,$$
$$D_2 = 1^m,319,$$
$$D_3 = 2^m,165,$$
$$C = 1^m,436,$$
$$N = 70,7,$$
$$c = 3^m,384,$$
$$p = 917^t, \qquad u = 1078^{m^2}.$$

NOTE

SUR

LA CONSTRUCTION ET L'ÉCHANTILLONNAGE DES NAVIRES

DESTINÉS A LA NAVIGATION INTÉRIEURE,

PAR M. BERLHE DE BERLHE,
Ingénieur du Bureau Veritas.

I.

L'Administration du Bureau Veritas vient de publier un règlement spécial pour la classification et la construction des navires destinés à la navigation intérieure.

La préparation de ce règlement, qui a été faite sous la direction de M. Daymard, ayant nécessité une étude aussi complète que possible des différents types en usage, j'ai pensé qu'un exposé succinct des résultats de cette étude, et des principes sur lesquels ont été basées nos prescriptions, pourrait offrir quelque intérêt aux membres de l'Association Technique Maritime.

Si les conditions générales que doit remplir le navire de mer sont à peu près les mêmes pour tous les genres de navigation, les données du problème que doit résoudre le constructeur de bateaux de rivière varient pour ainsi dire avec chaque cas particulier.

Le régime et le mouillage des cours d'eau, la nature des transports à effectuer, le mode de propulsion, la distance des ports à desservir, sont autant d'éléments, dont les variations justifient la diversité des types en usage.

Cette diversité s'explique encore par le grand nombre de chantiers d'importance secondaire, occupés à ce genre de construction, chacun de ces chantiers ayant cherché à créer, pour la rivière sur laquelle il est établi, des types spéciaux, s'adaptant parfaitement aux conditions d'exploitation qui lui sont particulières.

Parmi les éléments variables dont dépendent les proportions et le mode de construction des bateaux de rivière, la profondeur d'eau a évidemment une importance prépondérante; le tirant d'eau ne pouvant, dès que le déplacement atteint une certaine valeur, croître proportionnellement aux autres dimensions.

Le mouillage des cours d'eau navigables est extrêmement variable. En France la Seine est canalisée avec $3^m,20$ entre Rouen et Paris, et 2^m environ entre Paris et Montereau. Ce dernier mouillage est aussi celui de l'Oise, de la Marne, de l'Yonne et de la Somme.

Le Rhône, entre Lyon et la mer, est à $1^m,25$ en basses eaux, la Garonne inférieure à $2^m,10$, la Loire à $0^m,70$ seulement.

En Allemagne, on trouve sur le Rhin 2^m entre Mannheim et Coblentz, $2^m,50$ entre Coblentz et Cologne et 3^m entre Cologne et la mer, tandis qu'on ne trouve que 1^m sur l'Oder et $0^m,90$ sur l'Elbe.

En Russie, la grande voie navigable, le Volga, a un mouillage variant de $0^m,60$ à 3^m.

Sans parler donc des rivières coloniales, où l'on doit parfois naviguer avec des tirants d'eau inférieurs à $0^m,50$, les différences de mouillage des cours d'eau navigables sont assez importantes, pour entraîner des variations considérables dans les proportions des bateaux qui les desservent.

Dans ces conditions, l'assimilation du navire à une poutre creuse de hauteur C, supportée dans sa partie milieu ou à ses extrémités, et soumise à un moment fléchissant, fonction de la longueur et du déplacement, conception qui, depuis Fairbairn, sert de base à la fixation des échantillons des navires de mer, n'est plus possible, lorsqu'il s'agit de bateaux de rivière.

En effet, lorsqu'on aura atteint le tirant d'eau limite, le déplacement croîtra (en supposant que le rapport de la longueur à la largeur reste constant), comme le carré de la longueur, le moment fléchissant variera comme le cube de cette dimension, tandis que le moment résistant, qui est proportionnel au produit du carré de la hauteur par la largeur, variera comme cette dernière dimension, c'est-à-dire encore comme la longueur.

Si l'on se fixait, par suite, une charge maximum dans la section la plus fatiguée, la longueur du navire serait limitée par une valeur fixe du rapport $\frac{L}{C}$.

Il ressort de ceci que l'indéformabilité longitudinale de la coque ne pourra être obtenue directement, que pour les bâtiments ayant, grâce à leurs faibles dimensions, des proportions s'écartant peu de celles des navires de mer; pour les autres, on devra chercher à obtenir l'indéformabilité, que la résistance du bordé et des autres liaisons longitudinales ne suffit plus à assurer, par une répartition bien étudiée des poids et des poussées, et par la recherche d'une rigidité aussi absolue que possible dans le sens transversal.

Malgré ces précautions, il sera en général nécessaire de construire les bateaux à vapeur de grande longueur avec un arc de quelques centimètres,

pour avoir, après l'embarquement de la machine et des chaudières, une quille pratiquement rectiligne [1].

La résistance transversale est nécessaire encore aux bateaux de rivière, en raison de la fréquence des échouages et des chocs de toutes sortes, auxquels ils sont exposés.

Enfin, c'est par une augmentation de cette résistance, que l'on pourra réduire sur les bateaux à hélice la durée des vibrations transversales, et, par suite, les risques de synchronisme avec les parties mobiles du moteur.

En résumé, les échantillons des liaisons longitudinales, bordé extérieur, bordé du pont, carlingues, serres et gouttières, doivent croître lorsque le déplacement augmente, mais peuvent croître lentement, si les poids du chargement et des appareils moteurs et évaporatoires sont répartis de telle sorte, qu'il n'y ait pas d'écart anormal entre les poids et les poussées dans chaque tranche élémentaire.

Dans le cas seulement où le navire est destiné à transporter des marchandises lourdes, susceptibles d'être inégalement réparties sur la longueur, il y a lieu d'augmenter les échantillons.

Les échantillons du bordé extérieur, des carlingues, des serres et des gouttières doivent être augmentés par le travers des machines, de façon à assurer l'égale répartition des efforts sur la plus grande surface possible.

Les épaisseurs du bordé extérieur, qui conviennent à un écartement déterminé des membres et des carlingues, peuvent être diminuées, si cet écartement est réduit, et doivent être augmentées, si la surface des parties non supportées devient plus grande.

Les échantillons des liaisons transversales doivent croître aussi rapidement que possible, avec le développement du contour du maître-couple immergé. Ils doivent être augmentés dans le compartiment des machines, et l'être d'autant plus que le navire sera plus rapide, et que le rapport entre les poids mobiles du moteur et le déplacement sera plus grand.

On devra créer sur la longueur du navire le plus grand nombre possible de nœuds rigides, constitués soit par des cloisons transversales, soit par des cadres complets (varangues, porques, barrots renforcés).

Dans le nouveau Règlement du Bureau Veritas, le nombre régulateur pour les éléments longitudinaux s'obtient en faisant le produit de la longueur par la largeur au maître-couple, et par le tirant d'eau.

Lorsque le tirant d'eau n'est pas fixé, c'est-à-dire lorsque le navire est susceptible d'avoir un tirant d'eau égal au creux, on doit remplacer T par C dans les nombres longitudinaux et transversaux.

---

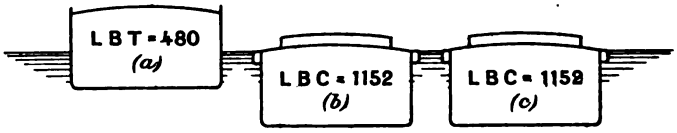
[1] La déformation qui se produit alors est due vraisemblablement à la superposition de légers glissements se produisant dans les assemblages, et non à un allongement élastique du bordé et des liaisons longitudinales.

Cette flexion n'est du reste pas dangereuse, les efforts auxquels est soumis le navire ne changeant pas de signe.

Deux navires de mêmes dimensions destinés à naviguer d'une façon courante, l'un avec un tirant d'eau réduit, l'autre avec un franc-bord nul, ont ainsi des échantillons très différents.

Ces différences d'échantillons sont accentuées, lorsque le navire de charge est destiné au transport de marchandises exceptionnellement lourdes, et pouvant par suite ne pas être uniformément réparties sur la longueur. Pour ce type de navire, le règlement prévoit des renforts variant avec le rapport $\frac{L}{C}$.

Les croquis ci-dessous donnent pour un cas particulier l'échantillonnage réglementaire d'un navire à passagers (*a*), d'un chaland pour le transport de marchandises de poids moyen (*b*) et d'un chaland pour le transport de marchandises exceptionnellement lourdes (*c*), de mêmes dimensions ($L = 60^m$, $B = 8^m$ et $C = 2^m,40$).



Épaisseurs moyennes :

a.		*b.*		*c.*	
Quille	5,2	Quille	6,1	Quille et bouchains	7,5
Fond	4,5	Fond	5,2	Fond	5,7
Muraille	4,5	Muraille	5,2	Muraille	5,7
Carreau	5,2	Carreau	6,3	Carreau	8,3

Les épaisseurs réglementaires correspondent à des écartements donnés des membrures; mais une diminution de ces épaisseurs est autorisée, si l'on adopte un écartement moindre.

On remarquera que les épaisseurs fixées pour la partie centrale peuvent être réduites sur un tiers de la longueur à chaque extrémité.

Nous avons dit que le nombre transversal s'obtient en faisant suivant le cas la somme B + T ou B + C. Comme au nombre transversal réduit B + T correspond le nombre longitudinal L B T, l'écartement des membrures, qui dépend de ce nombre, est lui-même réduit, et la diminution sur le poids total de la membrure est moins sensible que ne paraît l'indiquer le tableau donnant son échantillonnage.

On conservera donc dans tous les cas, malgré la réduction du nombre régulateur, une résistance transversale largement suffisante.

En dehors des membrures, cette résistance transversale est assurée par des cadres formés par la varangue, les porques et un barrot renforcé. Ces cadres doivent être placés aux extrémités des écoutilles, à intervalles réguliers sur la longueur des panneaux de grandes dimensions, et de quatre en quatre membres par le travers des machines, des chaudières et des soutes transversales.

La résistance transversale doit en outre être assurée par un cloisonnement aussi complet que possible. Le règlement exige pour les vapeurs une cloison d'abordage, une cloison à l'extrême arrière et une à chaque extrémité du compartiment des machines et chaudières; il recommande sur les navires à passagers un nombre de cloisons suffisant, pour que le navire puisse flotter avec un quelconque de ses compartiments envahis par l'eau.

En principe, il doit y avoir sur toute la longueur du navire une varangue à chaque membre, mais cette règle n'est obligatoire que dans la chambre des machines et chaudières.

En dehors de celle-ci, les constructeurs ont le choix entre deux systèmes.

Dans le premier, les varangues sont placées à chaque membre, comme dans le compartiment des machines et chaudières, et les carlingues, qui dans ce compartiment étaient formées par un assemblage de tôles et de cornières, sont continuées par deux cornières adossées sur varangues.

Dans le deuxième système les varangues sont espacées de 2, 3 et même 4 intervalles de membres, mais les carlingues d'assemblage du compartiment des machines et chaudières sont prolongées dans les cales, sinon pour toutes, du moins pour le plus grand nombre des carlingues exigées.

Avec le premier système, la prépondérance est laissée, en dehors du compartiment des machines et chaudières, aux liaisons transversales, et l'élément de bordé non supporté a sa plus grande dimension dans ce sens. Avec le deuxième, ce sont au contraire les liaisons longitudinales qui ont le plus d'importance.

Les cadres, les varangues renforcées à chaque membre, les carlingues et les serres de cale (d'assemblage) forment dans le compartiment du moteur un châssis très rigide, sur lequel l'assise des machines peut être établie avec toute la solidité désirable.

Quel que soit le système de carlingage adopté, les carlingues renforcées de la chambre des machines et chaudières doivent se prolonger sur quatre intervalles de membres en dehors de ce compartiment, et leurs extrémités doivent se décroiser avec soin, l'expérience ayant démontré que c'était au voisinage, et en dehors des cloisons extrêmes du compartiment milieu, qu'apparaissent le plus souvent les traces de fatigue.

Il est recommandé de faire les carlingues continues et les varangues intercostales, mais on devra autant que possible conserver la continuité des membrures, et même celle des contre-membrures.

La solidité de la coque dans la région du moteur est assurée, en dehors des renforts énumérés ci-dessus, par l'élargissement de la gouttière; dans les chalands, la gouttière peut conserver une largeur modérée, à condition que l'hiloire longitudinale du panneau soit disposée et échantillonnée de façon à compléter sa résistance.

Telles sont dans leurs grandes lignes les prescriptions du Bureau Veritas pour la construction des navires destinés à la navigation intérieure.

II.

L'échantillonnage et le mode général de construction des navires de rivières dépendant avant tout du tirant d'eau qu'ils doivent avoir en service, il est logique de classer d'après le tirant d'eau les nombreux types que nous avons à examiner.

On peut à ce point de vue les diviser en trois catégories :

1° Les bateaux dont le tirant d'eau est inférieur, ou au plus égal à $0^m,80$. Ces bâtiments, destinés le plus souvent aux rivières coloniales, ou à la partie haute des fleuves d'Europe, ne peuvent transporter qu'un tonnage restreint, et, s'ils sont automobiles, nécessitent l'emploi de propulseurs spéciaux.

2° Les bateaux dont le tirant d'eau est compris entre $0^m,80$ et $1^m,35$. C'est la catégorie la plus nombreuse, elle comprend une bonne partie des bâtiments de charge remorqués en service sur les rivières et sur les canaux d'Europe, et la presque totalité des vapeurs à passagers, ou à passagers et marchandises; le tirant d'eau est suffisamment grand pour permettre la propulsion par une hélice ordinaire, mais reste généralement assez faible, pour que l'on ait un rapport de la longeur au creux supérieur à 20.

3° Les bateaux à tirant d'eau supérieur à $1^m,35$. On trouve surtout dans cette catégorie le bâtiment de charge employé dans la partie basse des grands fleuves, les chalands susceptibles d'être occasionnellement remorqués en haute mer, et enfin les bateaux des lacs Européens.

La première catégorie (tirant d'eau inférieur à 0,80) comprend les bateaux affectés à la navigation dans les rivières des pays chauds, ou dans la partie haute des fleuves d'Europe.

Les bateaux remorqués, allèges et chalands de cette catégorie, sont toujours de dimensions réduites, et n'offrent pas d'intérêt spécial.

Les bateaux automobiles, au contraire, présentent, au point de vue construction, comme au point de vue du mode de propulsion, des caractères très particuliers.

Le type le plus répandu est la canonnière à fond plat des pays chauds, qui n'est en quelque sorte qu'un radeau surmonté de roufles, recouverts eux-mêmes d'un pont-tente, formant plate-forme de manœuvre.

Les proportions de ces bateaux s'écartent peu en général des chiffres suivants :

$$\frac{L}{C} = 30, \qquad \frac{B}{C} = 5 \qquad \text{et} \qquad \frac{L}{B} = 6.$$

Cette largeur considérable leur assure, malgré l'importance des superstructures, une stabilité de forme suffisante, mais elle rend le plus souvent impossible l'emploi de roues latérales comme moyen de propulsion.

L'hélice ne pouvant être utilisée que sur des bateaux de dimensions res-

treintes, et pour de faibles forces de machine, on a recours soit aux roues arrière, soit aux hélices sous voûtes.

Le principal avantage de la roue arrière est sa rusticité, les avaries se réduisant le plus souvent au bris des palettes, qu'il est toujours facile de réparer; l'allure lente de la machine, le peu de complication des organes en rendent la conduite facile, et permettent de la mettre entre les mains de mécaniciens peu expérimentés.

Par contre les inconvénients sont assez graves : c'est d'abord le poids des machines à allure lente, la nécessité de placer, pour les équilibrer, les chaudières à l'extrême-avant, et d'armaturer longitudinalement la coque en conséquence, ensuite la difficulté de gouverner, que le ou les gouvernails soient placés à l'avant ou à l'arrière de la roue ou de part et d'autre, et entre deux roues conjuguées, enfin et surtout la mauvaise utilisation du propulseur.

Celle-ci, quand les roues sont bien dégagées latéralement, paraît devoir être attribuée presque uniquement à la trop grande immersion des pales dans la lame soulevée à l'arrière, lorsque le bateau est en marche.

La hauteur de cette lame, avec les formes forcément très pleines de ce genre de bateaux, est en général suffisante pour que les pales soient complètement noyées en marche normale, alors même que leur immersion initiale aurait été réduite au minimum.

On ne pourrait remédier à cet inconvénient qu'en imaginant un dispositif permettant de relever le propulseur, à mesure que la vitesse augmente; mais ce dispositif ne paraît pas facile à réaliser, et je ne crois pas que la chose ait été tentée.

Malgré ses inconvénients, la roue arrière est très employée pour la navigation dans les rivières coloniales, et lorsque, pour des canonnières de dimensions importantes, le tirant ne doit pas dépasser $0^{m},40$, il est presque impossible, sans avoir recours à ce mode de propulsion, d'atteindre la vitesse d'une dizaine de nœuds, que l'on cherche d'habitude à obtenir.

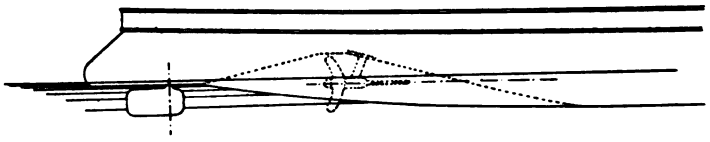
Pour de plus petits bâtiments, ou pour des tirants d'eau peu considérables, l'emploi des hélices sous voûte s'est beaucoup développé depuis quelques années.

Dans un mémoire fort intéressant lu devant la dernière session des *Naval Architects*, M. Yarrow, Vice-Président de cette société, et membre de l'Association Technique Maritime, rappelle en quelques mots les diverses étapes parcourues par les constructeurs Anglais, dans l'application de l'hélice à la propulsion des bateaux de faible tirant d'eau.

Leurs tentatives paraissent avoir été moins nombreuses, et moins heureuses qu'en France, où plusieurs constructeurs, MM. Labat, Oriolle, Dubigeon, Sâtre, Claparède, ont créé des types très intéressants, qui tous ont donné d'excellents résultats.

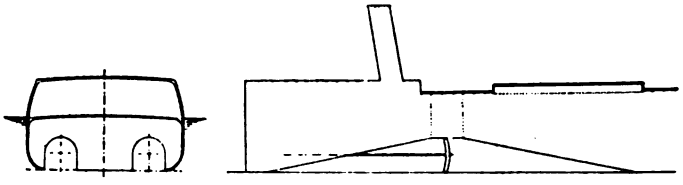
On trouvera ci-après (*fig.* 1 à 7) des coupes dans l'axe des tunnels d'un certain nombre de navires généralement à 2 hélices, livrés par ces constructeurs

Fig. 1.



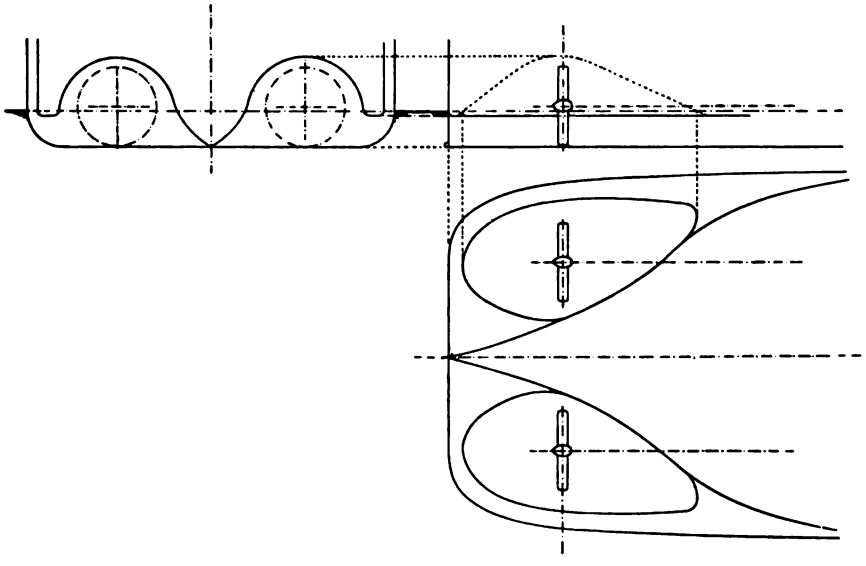
Bateau à hélices sous voûtes, système Dubigeon.

Fig. 2.



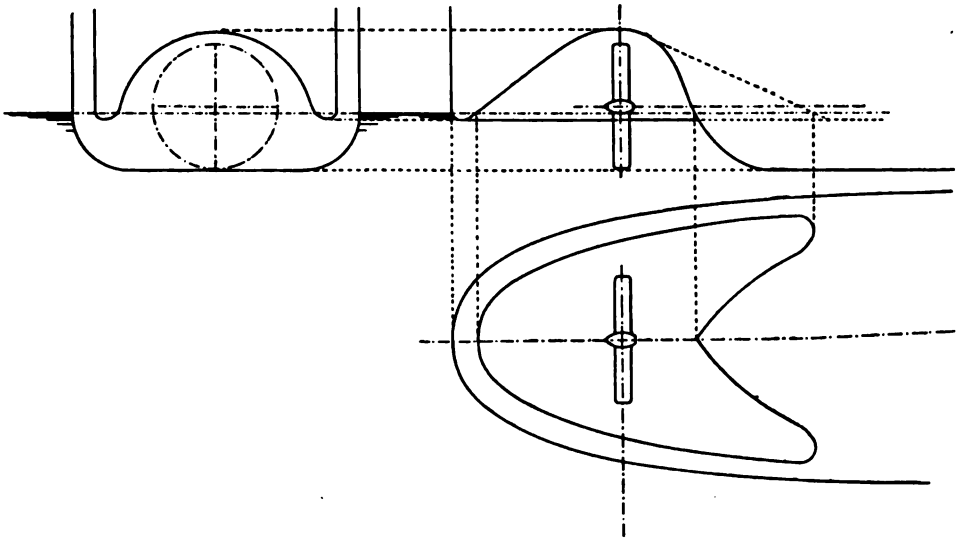
Bateau à hélices sous voûtes, système Oriolle.

Fig. 3.



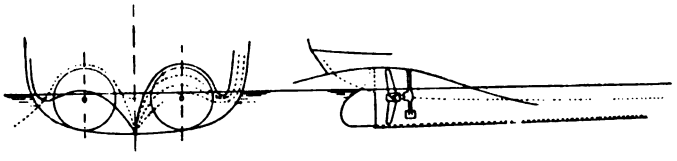
Bateau à hélices sous voûtes, système Claparède frères.

Fig. 4.



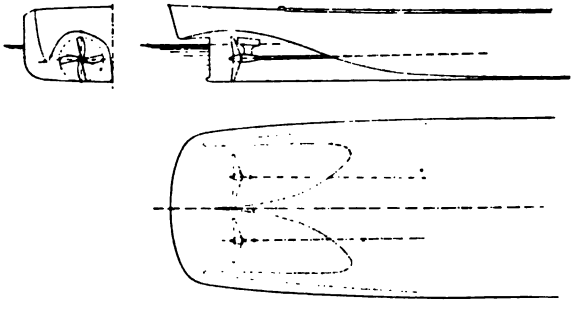
Bateau à hélice sous voûte, système Claparède frères.

Fig. 5.



Bateau à hélices sous voûtes, système Labat.

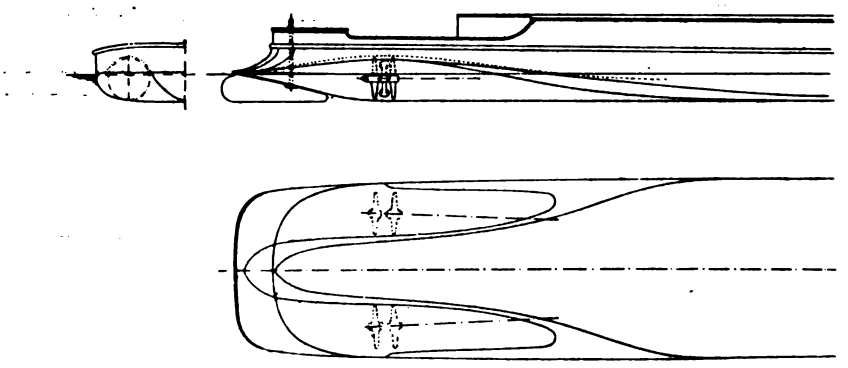
Fig. 6.



Bateau à hélices sous voûtes, système Sâtre.

pendant ces dernières années ; on y trouvera également (*fig.* 8 et 8 *bis*) une coupe dans l'axe du tunnel d'un type que M. Yarrow a reproduit à de nombreux exemplaires. Ces navires diffèrent par l'émersion de l'hélice au repos, par le

Fig. 7.



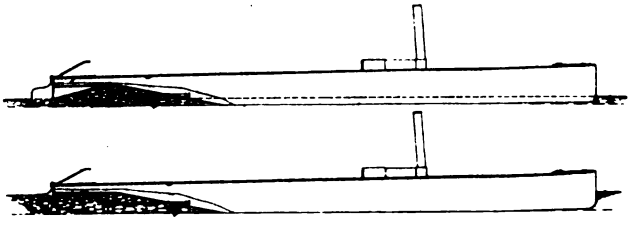
Bateau à hélices sous voûtes, système Sâtre.

tracé et l'orientation du tunnel à l'avant et à l'arrière du plan de l'hélice, et par la position du point le plus élevé du plafond.

Sur les bateaux construits par la maison Sâtre, le rapport du diamètre de

Fig. 8.

Fig. 8 *bis*.



Bateaux à hélices sous voûtes, système Yarrow.

l'hélice au tirant d'eau est généralement de 1,4; sur ceux construits par M. Labat, ce rapport est de 1,45; il était de 1,51 et 1,67 sur les deux bateaux construits par M. Dubigeon pour les Messageries fluviales de Cochinchine, dont notre collègue, M. Piaud, a donné ici en 1895 une description détaillée; enfin il atteint, mais ne dépasse pas 2, sur les bateaux de MM. Claparède, tandis qu'il s'élève jusqu'à 2,2 et 2,5 sur ceux que décrit M. Yarrow dans son dernier mémoire.

Prenant le cas le plus général des bateaux à deux hélices, le tunnel à l'avant de celles-ci est tantôt orienté parallèlement à l'axe longitudinal (Yarrow, Oriolle), tantôt pratiqué sous une plate-forme en encorbellement, et dirigé obliquement à sa paroi interne, épousant les formes très affinées de l'arrière (Claparède, Sâtre, Labat); ce dernier procédé a sur le premier l'avantage considérable de permettre à l'eau d'affluer librement vers les hélices, alors même que le bateau flotterait à peine.

Il est nécessaire, pour que le fonctionnement soit satisfaisant, qu'il ne puisse pas se produire de rentrée d'air à l'arrière du tunnel, et que par suite la partie supérieure de celui-ci s'abaisse jusqu'au dessous de la flottaison; mais il y a évidement intérêt à déterminer le profil de cette partie, de façon à réduire au minimum le frottement de l'eau contre le plafond incliné.

Le frottement serait réduit au minimum, si le tunnel était tracé suivant la trajectoire de la masse d'eau refoulée par l'hélice; mais en supposant une hauteur de plafond de $0^m,40$ au-dessus de l'eau, la trajectoire théorique (si l'on admet que l'eau se déplace avec la vitesse du navire) atteindrait la flottaison à une distance de l'hélice égale environ :

			m
Pour une vitesse de	6	nœuds, à....	2,50
»	8	»	3,30
»	10	»	4,20

On serait donc conduit à donner à la partie arrière du tunnel une longueur d'autant plus grande, que la vitesse à atteindre en service serait plus considérable.

L'examen des sections longitudinales données ci-dessus montre dans quelle mesure les différents constructeurs se sont rapprochés de cette distance théorique.

Bien que le frottement contre le plafond soit, au dire de certains constructeurs, compensé par l'orientation vers des couches plus résistantes de la colonne d'eau refoulée par les hélices, on a souvent cherché à le diminuer, en réduisant la longueur du tunnel, de façon à ne laisser plonger l'extrémité arrière que de la quantité juste suffisante ($0^m,15$ à $0^m,20$).

En France, un des constructeurs nommés plus haut a expérimenté, sans grand succès, je crois, un tunnel horizontal, fermé par une vanne que l'on relevait suivant l'état de chargement du bateau, ou à mesure que, la vitesse augmentant, la lame à l'arrière s'élevait davantage.

Dans le même ordre d'idées, M. Yarrow rend le plafond de la voûte mobile autour d'un axe transversal, parallèle au plan de l'hélice. Ce volet mobile permet d'abord de donner au départ, avec tous les états de chargement, une même immersion à la partie arrière de la voûte, et en second lieu de réduire en marche la résistance produite sur cette partie de la voûte, en relevant son plafond, à mesure que la hauteur de la lame arrière s'accentue.

On arrive à relever ainsi l'extrémité du volet à $0^m,20$ au-dessus du niveau de la flottaison.

En traitant cette question devant les *Naval Architects*, M. Yarrow a fait fonctionner un modèle qu'il a bien voulu mettre à la disposition de l'Association (*fig.* 9).

Grâce à ce dispositif, le bateau de M. Yarrow peut conserver la même assiette, en enfonçant ou en se déjaugeant, tandis que sur les autres types de bateaux à hélice sous voûte, le tirant d'eau arrière doit rester constant, ce qui

oblige à placer le centre de gravité du chargement et des poids consommables

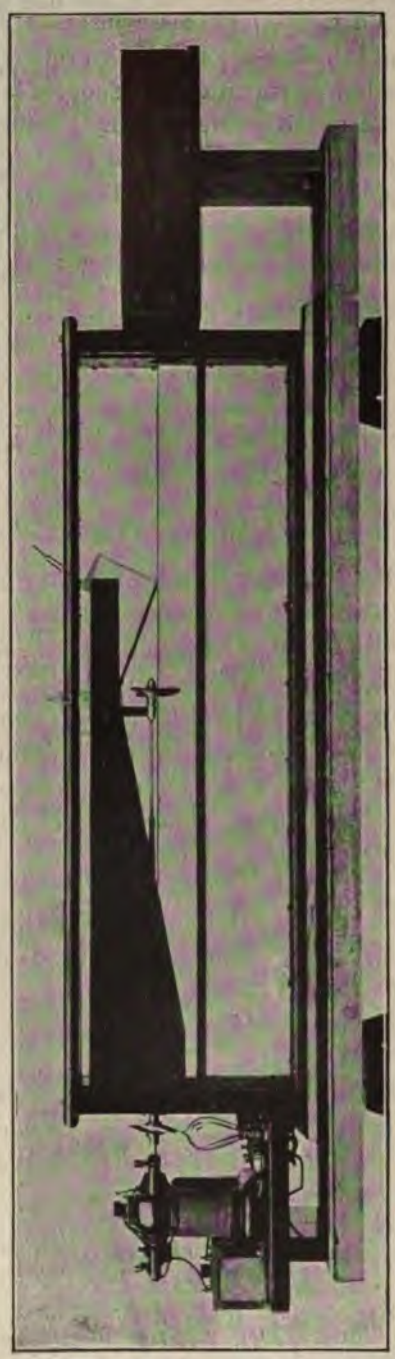


Fig. 9.

en un point déterminé, d'où complication assez grande du tracé.

Je signalerai encore une récente application de l'hélice sous voûte, faite par la Société des Anciens Établissements Sâtre, sur une drague à faible tirant d'eau, construite pour le port d'Oran.

Le tunnel est placé dans le prolongement du puits de l'élinde, et l'hélice est actionnée par le moteur de l'appareil de dragage.

Les échantillons de la catégorie de bateaux que nous considérons doivent être, de toute nécessité, réduits au minimum, le déplacement étant toujours limité. C'est donc à l'aide de dispositifs particuliers que l'on devra obtenir une rigidité suffisante de la coque, aussitôt que le rapport de la longueur et de la largeur au creux atteint un certain chiffre.

En général, pour les bateaux à roues arrière, les extrémités sont supportées par des tirants obliques, se raccordant avec l'armature du pont-tente, ou avec des tirants horizontaux, soutenus par de solides piliers verticaux.

Quelquefois aussi, les parois latérales des roufles sont prolongées jusqu'au bordé des fonds et constituent les côtés d'une poutre creuse à section rectangulaire, dont la face inférieure est le bordé des fonds, et la face supérieure le bordé du pont-tente.

Sur les bateaux à hélice sous voûte, on emploie le dispositif précédent, ou l'on établit de l'avant à l'arrière une ou deux cloisons longitudinales complètes, ou bien encore, on emploie une ou deux rangées de croix de Saint André reliant une carlingue à une hiloire renversée.

Au point de vue transversal, les renforts spéciaux sont constitués soit par un plus grand nombre de cloisons, soit par des porques reliées à des varangues ou à des barrots renforcés, soit enfin, mais beaucoup plus rarement, par un système de tirants obliques, combinés avec des montants verticaux et avec l'armature transversale du pont-tente.

La deuxième catégorie de bateaux d'intérieur (tirant d'eau variant entre $0^m,80$ et $1^m,35$) est certainement la plus importante, la profondeur d'eau des fleuves et des rivières navigables et celle des canaux oscillant entre 1^m et 3^m. C'est aussi dans cette catégorie que l'on observe le plus de diversité dans le mode de construction.

Si l'on considère d'abord les bateaux automobiles à passagers, ou à passagers et marchandises, on trouve sur chacune des grandes voies fluviales un type spécial, dont dérivent plus ou moins directement les bateaux en service sur les cours d'eau secondaires de la même région.

C'est en Angleterre sur la Clyde, en Allemagne sur le Rhin, en Russie sur le Volga, en Amérique sur l'Hudson, que nous trouvons le bateau-type, dont nous venons de parler.

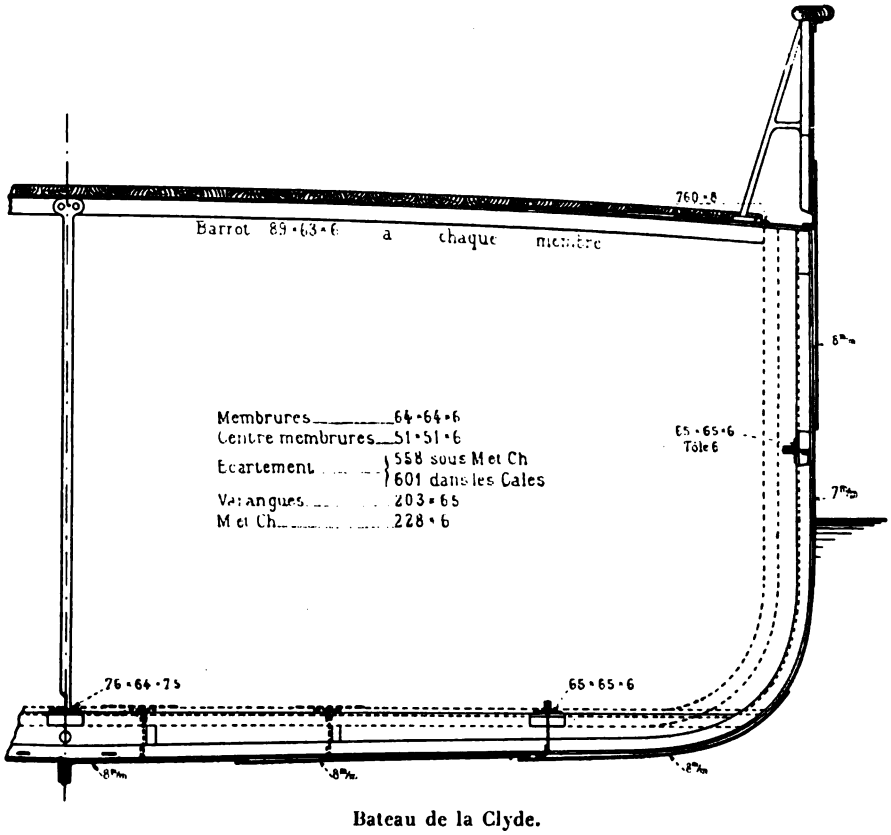
Les figures 10, 11, 12 donnent les coupes au maître de trois bateaux à passagers et marchandises en service sur la Clyde, le Rhin et le Volga.

Tous ces navires sont à roues latérales.

On remarque tout d'abord, en examinant ces coupes, deux systèmes de construction tout différents, dont les types extrêmes sont représentés par les bateaux de la Clyde et par ceux du Volga.

Les premiers se rapprochent le plus possible des navires de mer; leur longueur reste assez faible pour que le rapport $\frac{L}{C}$ soit inférieur à 25; on laisse à leur bordé extérieur une importance suffisante pour qu'il constitue l'élé-

Fig. 10.



Bateau de la Clyde.
L = 58, B = 6,40, C = 2,28.

ment principal de la résistance longitudinale, à laquelle contribuent des liaisons intérieures analogues à celles que l'on trouve sur les vapeurs de mer.

Les liaisons transversales sont assez robustes, et le cloisonnage assez complet pour réduire les vibrations, et atténuer les dangers d'un abordage; mais ces éléments n'ont dans aucun cas la prépondérance.

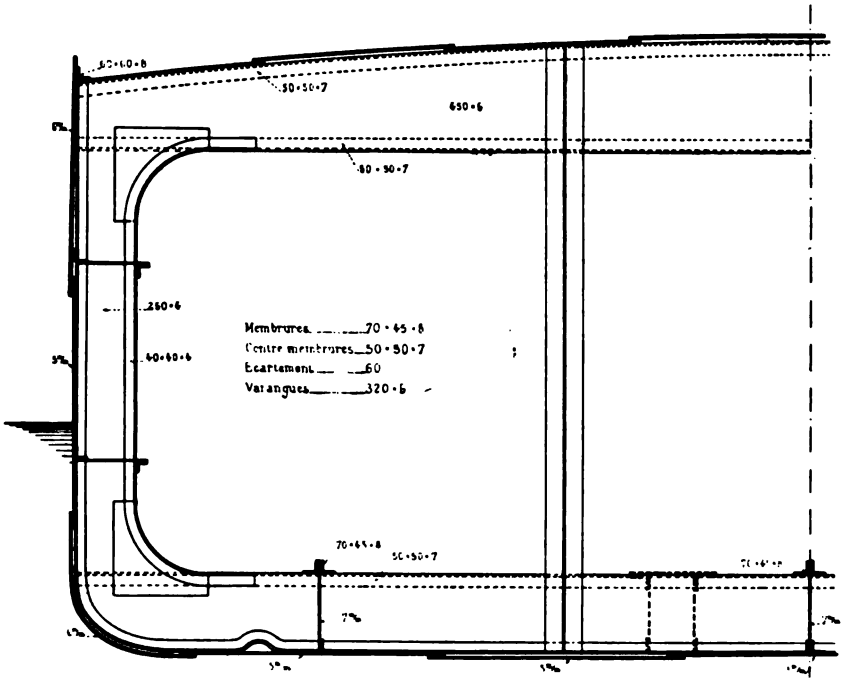
Les coques des bateaux de la Clyde sont donc relativement lourdes, mais elles possèdent une rigidité longitudinale presque complète, et il n'est pas nécessaire de les construire sur cale courbe, pour prévoir des déformations dues aux poids localisés des machines et chaudières.

Dans le deuxième système de construction, le bordé a une épaisseur juste suffisante pour résister aux pressions et aux chocs, mais il n'entre pas ou presque pas en jeu dans la résistance de la coque.

On obtient celle-ci en appliquant le bordé sur un châssis intérieur aussi rigide que possible, dont les éléments principaux sont d'une part des cadres résistants, et, d'autre part, des carlingues, serres et hiloires de même hauteur.

Les cadres sont formés par de hautes varangues, des porques et des barrots

Fig. 11.



Bateau du Rhin.

L = 60, B = 6,12, C = 2,30.

renforcés; leur espacement, très réduit dans le compartiment du moteur, va en augmentant dans les cales, où l'on se borne souvent à en placer aux extrémités des panneaux.

Entre les cadres, le bordé est soutenu par des membrures légères, qui, en dehors du compartiment des machines et chaudières, ne sont réunies par des varangues que de 2 en 2, de 3 en 3, ou même de 4 en 4 membrures.

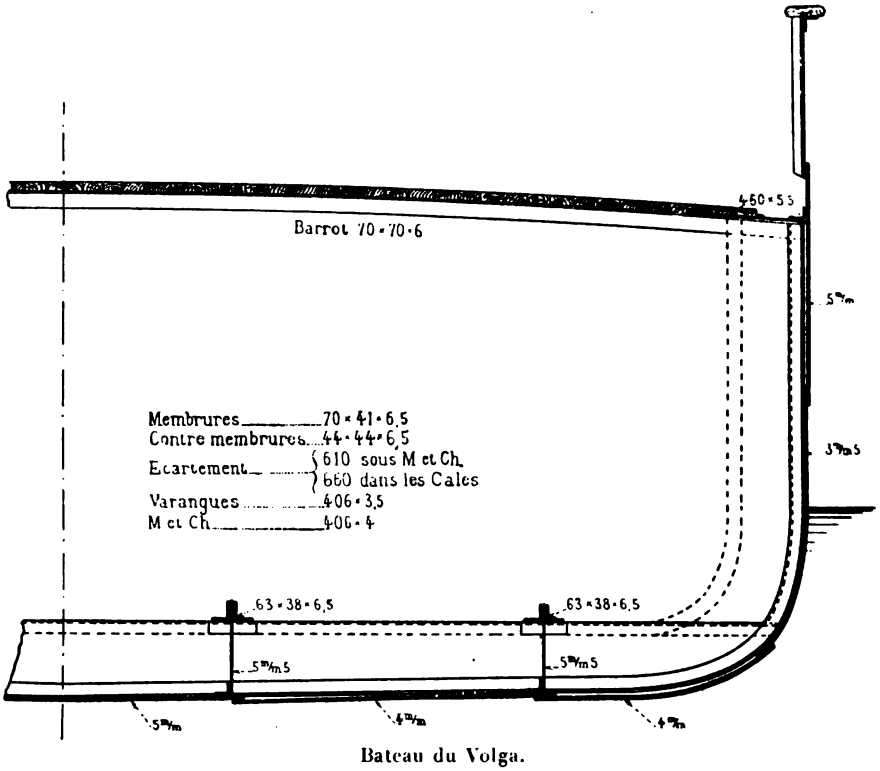
Ces varangues ont, comme les cadres, une grande hauteur, qui fixe celle des liaisons longitudinales les reliant. Celles-ci sont très nombreuses; un navire de 6m de large et de 2m de creux a en général cinq carlingues dans les fonds, une serre de cale sur toute la longueur, une deuxième serre de cale dans le compartiment du moteur et une ou deux hiloires sous le pont.

Avec ce système de construction, le poids de coque est réduit considérablement, mais les compartiments intérieurs sont très encombrés, et la rigidité longitudinale laisse toujours plus ou moins à désirer.

Comme je l'ai dit, c'est sur le Volga que l'on paraît avoir poussé le plus loin l'allégement des coques; sur le Rhin, où l'on emploie généralement le même système de construction, le bordé et les membrures entre cadres conservent des échantillons plus raisonnables.

En France, nos bateaux, à l'exception de ceux du Rhône, n'atteignent pas

Fig. 12.



Bateau du Volga.

L = 62, B = 8,25, C = 2,50.

de très grandes dimensions; leur mode de construction, toujours en exceptant les bateaux du Rhône, se rapproche de celui des bateaux de la Clyde, mais leur coque est sensiblement plus légère.

Les bateaux-omnibus de nos grandes villes sont en général très intéressants; leurs constructeurs ont réussi à obtenir une rigidité très satisfaisante, et à assurer le confort et la sécurité des voyageurs, tout en réduisant à l'extrême le poids de la coque, au bénéfice de la vitesse.

Le dernier type des bateaux-parisiens, dessiné par notre collègue M. Guilloux, est à ce point de vue extrêmement remarquable.

Sur le Rhône, nous trouvons un type très particulier, dont l'auteur s'est écarté délibérément des principes suivis partout ailleurs; le bordé des murailles seul est rivé contre la membrure, et c'est la pression qui applique contre celle-ci le bordé des fonds; la coque est raidie longitudinalement par plusieurs bandes en fer plat, rivées à l'extérieur contre la muraille.

Dans la dernière catégorie des navires d'intérieur (tirant d'eau supérieur à $1^m,35$), nous trouvons un petit nombre de vapeurs fluviaux en service sur la partie basse des grands fleuves, et quelques bateaux d'excursion sur les lacs Européens.

Nous y trouvons aussi les navires des grands lacs Américains, dont le mode de construction très spécial a été réglementé par le *Bureau Veritas,* et par le *Great Lakes Register*, société de classification locale, qui fonctionne sous son patronage, mais dont nous ne parlerons pas, notre collègue M. Durand ayant consacré à leur étude un mémoire inscrit au programme de cette session.

Comme bateaux remorqués, nous trouvons dans cette catégorie les chalands métalliques à forte portée, en service sur les grands fleuves.

Au point de vue construction, ces bateaux n'ont par eux-mêmes qu'une faible résistance longitudinale, mais ils sont par contre très consolidés dans le sens transversal.

Les panneaux, qui règnent sur toute la longueur, et qui ne sont interrompus que sur quelques mètres au passage de chaque mât, sont traversés par de forts barrots fixes, correspondant à des porques renforcées, ou même par des cloisons complètes.

Il existe, en outre, des cloisons à mi-distance entre les panneaux consécutifs.

Ces bateaux ont toujours une gouttière de faible largeur, mais l'hiloire verticale des panneaux est souvent prolongée sur toute la longueur du pont, et constitue une liaison très efficace. Tous les couples étant munis de varangues, le carlingage, du reste peu important, ne comporte pas d'éléments intercostaux; il est en général constitué par des fers en U, rivés aux cornières renversées des varangues.

A côté de ces bateaux à tout faire, nous trouvons sur les grands fleuves des chalands construits pour des services spéciaux : chalands pour le service des grains, du pétrole, etc.

Les chalands pétroliers sont de deux types différents : dans les uns, le pétrole est en contact direct avec le bordé, et les citernes extrêmes sont isolées des logements de l'équipage par des cofferdams. Dans les autres, le pétrole est placé dans des citernes rectangulaires indépendantes, construites à l'intérieur du navire.

Ce dernier mode de construction, qui a donné pour les pétroliers de mer de si mauvais résultats, paraît fonctionner d'une façon satisfaisante pour les transports fluviaux.

Ces bateaux sont construits avec des soins spéciaux; les joints étanches à l'huile sont rivés à deux rangs, et l'étanchéité est obtenue sans interposition de papier ou d'enduit quelconque.

Les chalands dans lesquels le pétrole est en contact direct avec le bordé ont une ou deux cloisons longitudinales non étanches.

Il n'existe pas de caisses d'expansion proprement dites, mais la hauteur des surbaux est suffisante pour que l'entourage des panneaux de chargement puisse en tenir lieu.

SUR LES BATEAUX PORTE-TRAINS,

PAR M. L. RAVIER,
Ancien Ingénieur du Génie maritime.

Introduction. — Les bateaux porte-trains sont peu connus en France; ils sont cependant chose presque aussi ancienne que les chemins de fer.

Ils ont été employés dans divers pays pour traverser des fleuves, il y a déjà fort longtemps; il est difficile de savoir quelle a été la première installation de ce genre.

Quand une route arrivait autrefois à un fleuve, on passait les voitures au moyen d'un bac; quand on remplaça la route par le chemin de fer, on continua tout naturellement à employer le bac pour transporter les wagons, comme on faisait auparavant pour les voitures.

C'est ainsi qu'il a été créé des bateaux porte-trains pour la traversée du Rhin, dès le milieu du siècle dernier, et il a été fait de même aux États-Unis vers la même époque.

Les lignes maritimes de bateaux porte-trains ne sont venues qu'après; cependant, il en a été créé en Écosse pour la traversée du Firth of Forth (8^{km}) et du Firth of Tay (1^{km}) dès 1852, et ces bateaux porte-trains, qui n'existent plus depuis la construction des beaux ponts du Forth et de la Tay, ont continué leur service avec succès pendant plus de 30 ans : ce n'est que la mise en service des ponts qui les a fait disparaître. Il y a parfois de très mauvaises mers dans le Firth of Forth, elles ne gênaient pas le service. Les bateaux étaient d'ailleurs très marins, ils avaient fait le tour par le nord de l'Écosse, pour venir de la Clyde, où ils avaient été construits.

S'il n'existe plus de bateaux porte-trains en Angleterre, il en a été installé de très importants, qui existent toujours, en Danemark, aux États-Unis, en Italie et ailleurs.

La première ligne de bateaux porte-trains a été mise en service en *Danemark* en 1872, pour traverser un bras de mer; il en a été installé depuis, dans la même contrée, six autres lignes, et l'on doit en inaugurer à la fin de 1903 une nouvelle entre le Danemark et l'Allemagne, d'un trajet plus long que la distance Calais-Douvres. L'énumération suivante montre les progrès successifs :

Création d'une première ligne de porte-trains de $2^{km},5$ de trajet, en 1872.

Création d'une deuxième ligne de porte-trains de 26^{km}, 4 de trajet, en 1883.
Création d'une troisième ligne de porte-trains de 3^{km},4 de trajet, en 1884.
Création d'une quatrième ligne de porte-trains de 4^{km},8 de trajet, en 1892.
Création d'une cinquième ligne de porte-trains de 29^{km},7 de trajet, en 1895.
Création d'une sixième ligne de porte-trains de 42^{km} de trajet, en 1903.
Deux lignes secondaires sont omises dans cette énumération.

La bonne marche du service peut s'illustrer par ce fait qu'on fait entre la Suède et Copenhague des trajets en wagons-lits, comportant une traversée maritime, sans se réveiller.

En *Amérique,* les installations de bateaux porte-trains pour la traversée des fleuves ne se comptent plus : on peut simplement citer à ce sujet comme particulièrement intéressantes les lignes qui traversent l'Hudson et l'East-River dans la baie de New-York : elles transportent plusieurs milliers de wagons par jour entre les différents points de cette baie.

Une ligne importante de bateaux porte-trains a été installée à l'embouchure de la Chesapeake Bay, sur l'Océan Atlantique, en 1884.

Cette ligne fonctionne encore avec beaucoup de succès; le service n'est pas gêné par les très mauvaises mers qui se présentent à cet endroit; le trajet est de 60^{km}.

On a mis en service sur les grands lacs Américains des lignes beaucoup plus longues; il en a été successivement installé comme l'indique le tableau suivant :

Plusieurs lignes de 100^{km} environ sur le lac Michigan, créées par l'Ann Arbor RR., en 1892.

Deux lignes de 100^{km} sur le lac Érié, créées par le Pittsburg-Shenango et Lake Érié RR., en 1894.

Une de 380^{km} sur le lac Michigan, créée par la Lake Michigan Car Transportation Co., en 1895.

Plusieurs lignes de 100^{km} environ sur le lac Michigan, créées par le Père Marquette RR., depuis 1896 jusqu'à maintenant.

Toutes ces lignes continuent à marcher avec succès, malgré les grandes distances parcourues, et la concurrence de la navigation ordinaire; les mauvais temps qui règnent sur les lacs Américains, et qui sont célèbres en Amérique, ne gênent pas plus leur marche que celle des lignes de navigation ordinaire.

Leur succès se trouve confirmé par ce fait, qu'il est question de créer de nouvelles lignes sur les Grands Lacs; on annonce qu'une des principales compagnies du lac Michigan, la Crosby Line, qui n'avait employé jusqu'ici que des navires ordinaires, va faire construire des bateaux porte-trains.

On trouve d'ailleurs des données précises sur les beaux résultats financiers donnés par les plus anciennes de ces lignes dans le dernier rapport aux actionnaires de l'Ann Arbor R. R.

Sans aller en Amérique, on trouve en *Europe* même, en dehors du Danemark, une ligne intéressante de bateaux porte-trains maritimes; c'est celle

qui a été inaugurée en 1896, entre *Messine* et *Reggio,* pour réunir la Sicile à l'Italie. Les mauvais temps sont fréquents dans cette région, comme en témoignent les légendes antiques de Charybde et de Scylla; le service s'accomplit néanmoins avec un grand succès : on en trouve la confirmation dans ce fait, que deux nouveaux navires viennent d'être commandés en janvier 1903, pour permettre de faire des traversées plus fréquentes, afin de pouvoir transporter régulièrement les wagons de voyageurs, que l'on passait jusqu'ici seulement pour les trains de luxe et quelques autres.

Une autre ligne qui n'est pas maritime, mais présente néanmoins un grand intérêt, se trouve sur le lac *Baïkal :* le service est fait par un très grand navire, construit par la maison Armstrong. Ce navire est en même temps un brise-glace. Le trajet exécuté est de 60^{km}.

En laissant de côté les lignes qui ne font que traverser les rivières, il y en a encore quelques-unes à citer : ce sont celles qui fonctionnent sur les lacs de *Suisse.*

La ligne du lac de Constance a été établie en 1870, les bateaux ont été construits suivant les plans de Scott Russell. Depuis son installation, la ligne n'a pas cessé de marcher activement. Le trajet est de 12^{km} entre Romanshorn et Friedrichshafen.

Il y a aussi un autre lac de Suisse qui possède une ligne de railway-ferry d'un caractère spécial. Celle-ci a été établie par le propriétaire d'une usine située sur un des bords du lac où le chemin de fer n'arrive pas; elle lui sert à amener les wagons de la ligne de chemin de fer à son usine ou inversement.

Nous allons maintenant donner des détails sur la question des navires porte-trains à ses différents points de vue.

Disposition générale. — Les bateaux porte-trains sont dans leurs grandes lignes des bateaux ordinaires, dont on dégage le pont pour pouvoir y installer des voies ferrées longitudinales, allant de bout en bout.

En général, on fait entrer les wagons à bord par un des bouts à l'aide de passerelles *ad hoc,* sur lesquelles se trouvent des voies ferrées continuant les voies de terre; ces passerelles raccordent les voies de terre avec les voies de bord, et c'est une locomotive qui embarque les wagons, ou qui les débarque par simple roulement.

Dimensions. — Nous renvoyons d'une façon générale, pour les dimensions et données diverses, au tableau annexé.

Navires à roues. — Les bateaux porte-trains ayant été employés dans les débuts pour traverser des fleuves, on fut conduit en général à les faire à roues.

On rencontra alors une difficulté, c'est que dans un navire à roues ordinaires, l'arbre à manivelle commun commandant les deux roues est, en général, un peu au-dessus du pont principal. On se trouvait donc gêné pour

installer des voies ferrées, et faire circuler les wagons d'un bout à l'autre de ce pont.

La solution qui a été adoptée en Danemark consiste à s'arranger de manière que l'arbre des roues soit tout juste au-dessous du pont; on a supprimé ainsi la gêne résultant de l'arbre lui-même, mais l'axe de l'arbre étant très près du pont, on a dû ménager des claires-voies pour le mouvement des manivelles. On a placé les cylindres de façon que ces claires-voies ne fussent pas sur le chemin des voies ferrées disposées sur le pont. Sur les bateaux à deux voies, les cylindres sont réunis au centre; sur ceux à une voie, ils sont écartés des deux bords.

Les navires du détroit de Messine ont la même disposition.

On a souvent adopté une autre solution, consistant à commander les roues des deux côtés par des machines indépendantes.

Comme le montre le tableau annexé, cette disposition a été jadis employée au Forth et à la Tay, et l'est actuellement en Amérique; elle existe en particulier sur le grand navire porte-trains de la baie de San-Francisco, le *Solano*.

Parfois, les machines ne commandent pas directement les roues, mais il y a un renvoi par engrenages : c'est le cas du bateau porte-trains de Detroit, appartenant au Michigan Central RR., le *Transfer*.

Navires à hélices. — Un grand nombre de lignes de porte-trains existantes se trouvent dans des pays froids, où l'on est gêné par la glace en hiver. Dans ce cas, on peut difficilement employer des navires à roues, et c'est ce qui a conduit aux navires à hélices.

Certains de ces navires ont des hélices disposées comme celles de navires ordinaires; mais leur coque est renforcée à l'avant par des tôles très épaisses; dans d'autres, pour mieux briser la glace, on a installé une hélice supplémentaire à l'avant.

A part la question de l'hélice supplémentaire à l'avant, ces navires n'ont rien de bien particulier.

Leur creux, qui varie de 4^m à 7^m, permet de disposer des machines verticales sous le pont principal.

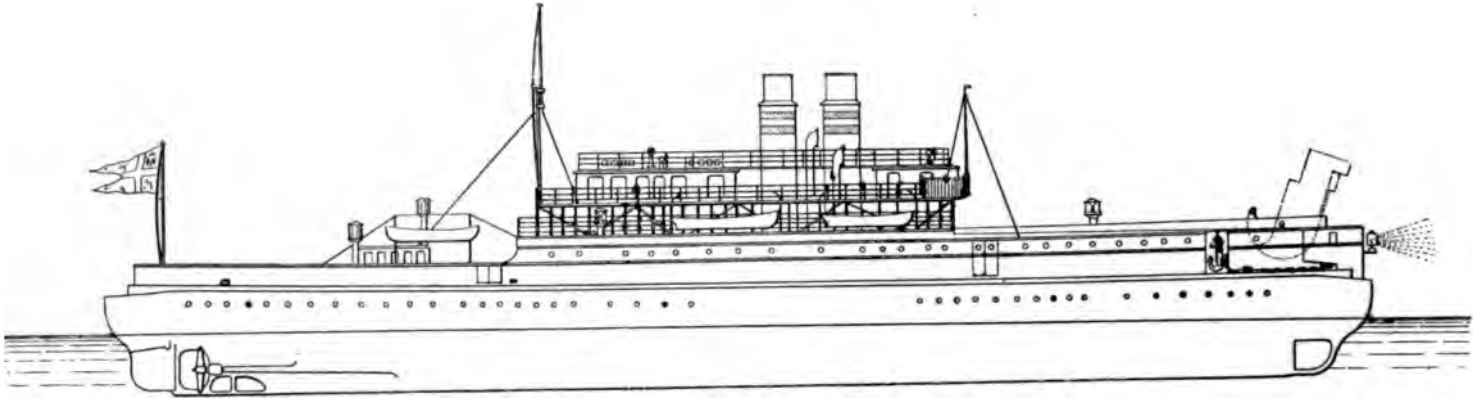
Les voies sont placées sur ce pont principal de bout en bout, de façon à éviter la ou les cheminées.

La figure 1 montre la vue longitudinale d'un des navires à deux hélices en construction pour la ligne Gjedser-Warnemünde.

Chalands ou navires remorqués. — Dans beaucoup d'endroits en Amérique, on emploie, au lieu de bateaux autonomes, des bateaux remorqués, qui paraissent d'une exploitation plus économique.

Les deux exemples les plus remarquables sont : la ligne de 60^{km} Norfolk-Cape Charles, à l'embouchure de la Chesapeake Bay, et la ligne d'environ 400^{km}, entre Chicago et Peshtigo, sur le lac Michigan.

Fig. 1.



Il ne s'agit plus là de simples chalands, mais de véritables navires de 100^m de longueur. Les wagons sont simplement placés sur des voies ferrées placées de bout en bout sur le pont du chaland.

Comme les services en question sont faits dans des endroits où il y a de fortes tempêtes, on a adopté des dispositions spéciales pour le remorquage : le câble par lequel le bateau porte-trains est relié au remorqueur s'enroule sur un treuil à vapeur, de telle sorte qu'avec un effort normal, le treuil reste immobile, et, s'il arrive un effort extraordinaire, le câble se déroule, et le treuil absorbe le choc. Quand l'effort redevient normal, le câble s'enroule de nouveau sur le treuil, dans sa position primitive. Cet arrangement est en même temps très commode pour changer, à l'arrivée au port, la distance entre le porte-trains et le remorqueur. A ce moment, on attire le porte-trains à l'arrière du remorqueur, ce qui permet de pousser assez facilement le porte-trains dans l'estacade d'accostage.

Renforcement des ponts. — Le pont principal, sur lequel sont installées les voies pour porter les wagons, reçoit naturellement des renforcements spéciaux en dessous de ces voies. Sur certains bateaux Américains, il y a sur toute la longueur, en dessous de chaque voie, un treillis reliant le pont et les fonds du navire; on obtient ainsi une rigidité considérable.

En Danemark on se contente de disposer une barre en U sous chaque voie, et de l'épontiller de loin en loin.

Spardeck au-dessus des wagons. — En général les wagons ne sont pas couverts par un pont supérieur; il y a simplement une sorte d'arche passant au-dessus d'eux, pour supporter la passerelle de commandement (*fig.* 2 et 3). C'est ainsi que les choses se trouvent disposées sur les navires Danois, qui font le trajet Nyborg-Korsör (20^{km}) ou Copenhague-Malmö (30^{km}). Le pont supportant les wagons est à environ $2^m,50$ au-dessus de l'eau; il y a en dehors du navire tout autour un pavois venant à environ $1^m,50$ au-dessus du pont; cela suffit pour protéger très convenablement les wagons contre les embruns; ils en reçoivent quand même lorsqu'il fait mauvais temps, mais ils n'en souffrent pas plus que d'une averse quelconque. A l'avant et à l'arrière, une partie des pavois est démontable, afin de permettre l'embarquement et le débarquement des wagons.

Sur la ligne Gjedser-Warnemünde, de 42^{km} de trajet, où l'on rencontrera des mers mauvaises, on n'a pas jugé nécessaire de recouvrir complètement les wagons par un pont supérieur; on installe seulement des pavois plus hauts, de façon à protéger presque complètement les wagons sur environ les quatre cinquièmes de leur hauteur. L'espace entre les pavois et les wagons est d'ailleurs couvert, et forme ainsi une sorte de promenoir, où les voyageurs peuvent circuler à l'abri, quelque temps qu'il fasse.

L'ouverture de l'avant, pour l'embarquement et le débarquement des wagons,

Fig. 2.

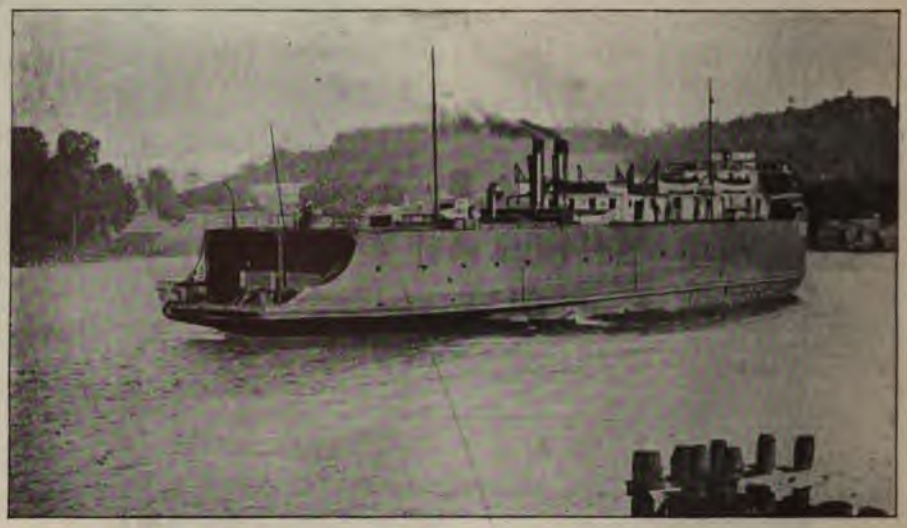
Pont d'un porte-trains Danois à roues vide de wagons (le *Kjobenhavn*).

Nota. — Clichés pris au cours du voyage d'études des délégués du S. E. et C. Ry et des Ports de Calais et de Douvres, fait sur l'invitation de MM. Giros et Loucheur, en novembre 1902 (le *Nota* s'applique à toutes les photographies ci-dessous autres que celles des figures 4 à 7).

Fig. 3.

Wagons à bord d'un porte-trains (le *Malmö*).

Fig. 4.



Cliché pris d'après une photographie publiée par l'*Ann Arbor R.R.*, dans le Rapport aux actionnaires de 1902.

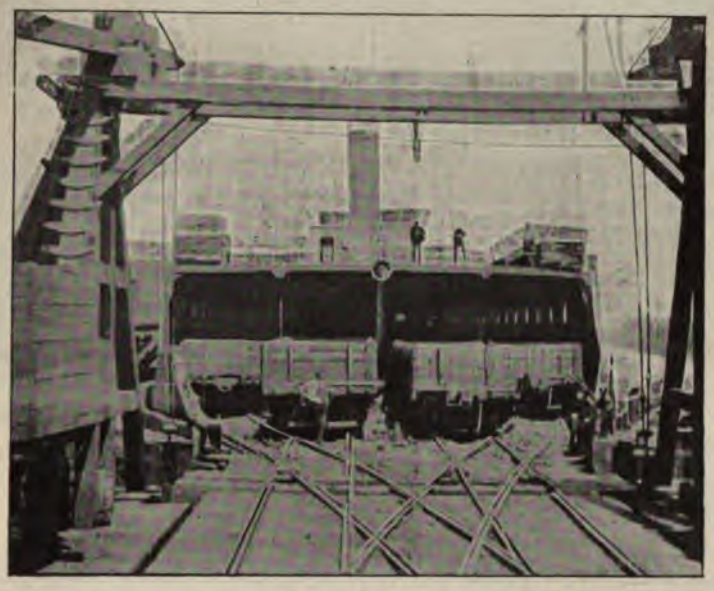
Fig. 5.

Cliché pris en photographiant une figure du *Scientific American*.

est fermée par une sorte de masque pendant la marche. Le masque ouvre le passage au moment voulu, en se relevant par pivotement autour d'un axe horizontal, et les wagons passent alors dessous.

Pour les bateaux circulant sur des rivières ou des baies tranquilles, les Américains ne mettent naturellement rien pour protéger les wagons. Il n'y a

Fig. 6.



Cliché pris en photographiant une figure du *Scientific American*.

Fig. 7.

Cliché pris en photographiant une figure du *Scientific American*.

rien non plus pour les abriter contre les embruns sur les grands chalands, qui font le service entre Norfolk et Cape-Charles, malgré les mauvaises mers qu'on rencontre à cet endroit.

Au contraire, sur les grands navires de l'Ann Arbor R.R. et du Père Marquette R.R., les wagons sont complètement recouverts par un pont spardeck

régnant de bout en bout. Ils se trouvent ainsi en réalité dans un entrepont, qui n'a comme ouverture que la baie d'arrière, par laquelle passent les wagons pour l'embarquement ou le débarquement (*fig.* 4, 5, 6, 7).

La disposition du grand navire porte-trains du lac Baïkal est analogue, mais sur ce navire les wagons peuvent aussi se débarquer par l'avant, du côté duquel on a ménagé une grande baie à cet effet.

Pendant la marche, cette baie est fermée par des portes *ad hoc*.

Comment les wagons sont fixés à bord. — La fixation du wagon sur le pont peut se décomposer en deux problèmes différents :

1° Fixation en hauteur;

2° Fixation horizontale.

En Danemark, pour la fixation en hauteur, on se sert, comme le montrent les figures 8 et 9 communiquées, d'un engin composé d'une pince à griffe et d'un crochet reliés par un ridoir; on attache d'une part le crochet sur la tige du tampon de choc d'un wagon, et l'on saisit d'autre part le rail avec la pince à griffe, puis on serre le ridoir.

Quand on a fait ainsi aux quatre tampons d'un wagon, il est évident que le wagon ne peut plus se soulever du pont au roulis. En général d'ailleurs on se contente de fixer les tampons des bouts de chaque rame de wagons, et cela suffit largement.

Pour empêcher d'autre part les wagons de se déplacer le long de la voie, on commence par caler les roues d'un essieu dans chaque rame de wagon, avec de simples barres de bois posées en travers de la voie sur le pont, puis on attache chaque bout de rame de wagons à une boucle disposée sur le pont; il y a une série de boucles de ce genre de loin en loin au milieu de chaque voie.

L'attache d'une extrémité de wagon à une de ces boucles se fait par l'intermédiaire du tendeur, et à l'aide de chaînes à crochets spéciales.

En Amérique, la disposition des extrémités de wagons, qui n'ont pas de tampons, ne se prête pas aux moyens utilisés en Danemark; on attache alors les wagons par des moyens de fortune variés, en calant soit simplement les roues, soit, en cas de mauvaise mer, la caisse elle-même.

Le calage de la caisse se fait d'une part avec des ridoirs attachant la caisse à des boucles placées sur le pont, et d'autre part avec des coins en bois, en utilisant des épontilles placées sur le côté des voies.

Sur le lac de Constance, on attache les wagons à l'aide de cordes doubles à des boucles placées sur le pont, et l'on raidit les cordes en les tordant avec des bâtons.

On peut dire en somme que l'arrimage d'un wagon sur le pont d'un navire est particulièrement facile, parce que c'est toujours le même objet que l'on a à arrimer.

Stabilité. — Les bateaux porte-trains ayant leur chargement sur le pont

doivent être assez larges pour posséder la stabilité voulue; mais ils ne se trouvent pas à ce point de vue dans des conditions plus extraordinaires que

Fig. 8.

Fixation des wagons à bord d'un porte-trains Danois.

Fig. 9.

Fixation des wagons à bord d'un porte-trains Danois.

les navires de guerre, qui ont une artillerie lourde, et des tourelles blindées dans les hauts, ou bien même que les navires de commerce, qui font le trafic

des bois, et qui, en vue d'une réduction de la jauge nette, sont disposés pour porter la plus grande partie de leur chargement sur le pont.

Les tableaux annexés montrent que, pour une longueur variant de 40^m à 130^m, on a adopté des largeurs variant de $6^m,70$ à $19^m,50$.

En général la stabilité des bateaux porte-trains existants est beaucoup plus forte qu'il n'est nécessaire.

C'est sans inconvénient pour ceux de ces bateaux qui naviguent sur des rivières et baies tranquilles.

En Danemark, pour la navigation en haute mer, on a tendance à réduire la hauteur métacentrique. Elle était de $0^m,76$ sur le *Kjobenhavn*, qui fait le service entre Copenhague et Malmö; on l'a réduite à $0^m,46$ sur les bateaux porte-trains à roues, qui feront le service des voyageurs pour traverser la Baltique entre Gjedser et Warnemünde. Ces chiffres sont relatifs aux navires en charge; ceux pour les navires lèges sont de $1^m,65$ et 1^m respectivement. Les bateaux sont munis de quilles de roulis.

Dans son projet de bateaux porte-trains pour le Pas de Calais, Dupuy de Lome avait prévu des navires ayant une période de roulis de 16 secondes. Les houles du Pas de Calais ne dépassant pas une période de 7 à 8 secondes, il comptait que les navires ne rencontreraient jamais la houle synchrone, et rouleraient par suite fort peu.

Du moment qu'on sait le poids maximum des wagons qu'on aura à embarquer, il n'est pas nécessaire de prévoir une hauteur métacentrique plus forte pour les porte-trains que pour les navires ordinaires. Dans ces conditions, les qualités nautiques sont parfaites en charge, mais le bateau porte-trains, quand il est lège, prend une stabilité exagérée.

MM. Daymard et Bertin m'ont suggéré qu'on pourrait mettre les water-ballast sur le pont, à l'instar de ce qui se fait sur certains bâtiments de commerce, et, en les remplissant quand le navire serait lège, on se trouverait alors dans les mêmes conditions qu'avec un chargement de wagons.

En réalité il ne faut pas s'exagérer l'importance de la question, pour des mers comme celles du Pas de Calais.

Si l'on remarque que les navires de la Compagnie du Nord, qui font le service de Calais-Douvres, ont une hauteur métacentrique d'environ 1^m, on en conclut que de bonnes quilles de roulis doivent suffire.

Les bateaux Américains de la Chesapeake Bay et des grands lacs paraissent avoir des stabilités très fortes, et ne pas en être gênés le moins du monde.

Systèmes d'embarquement des wagons. — Quand les variations de niveau de l'eau, par la marée ou pour toute autre cause, ne sont pas supérieures à 1^m ou 2^m, l'embarquement ou le débarquement des wagons se fait toujours avec une simple passerelle comme l'indiquent les figures 10, 11 et 12.

Le bout de la passerelle est soutenu tantôt par des contrepoids, tantôt par un ponton, sur lequel il repose.

De toutes façons, on s'arrange pour que, pendant les opérations d'embarquement ou de débarquement des wagons, la passerelle soit incomplètement équilibrée, et repose ainsi sur le bout du bateau, de façon à suivre ses oscillations; la passerelle est d'ailleurs reliée au bout du bateau par un verrouillage, qui, tout en permettant ses mouvements d'oscillation, assure un

Fig. 10.

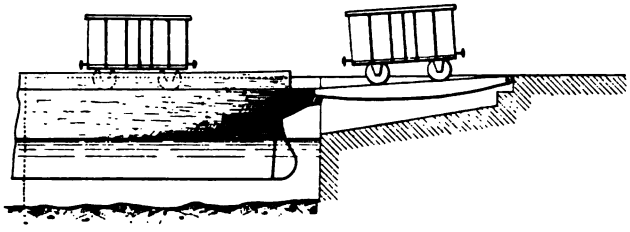


Fig. 11.

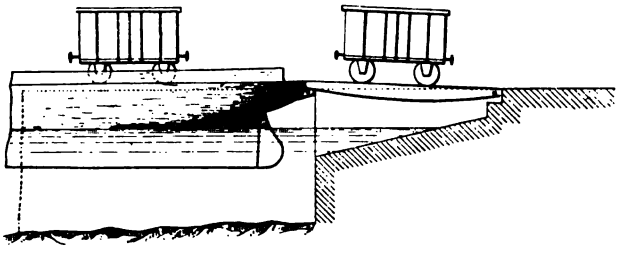
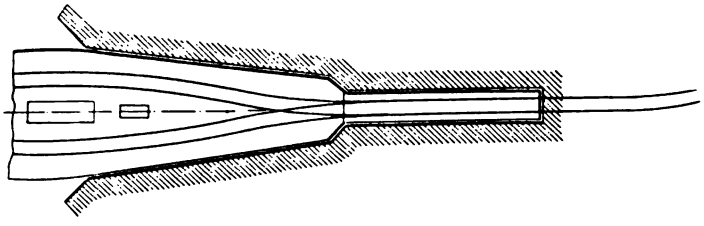


Fig. 12.



raccordement suffisamment précis des voies de la passerelle et du bateau. Comme le bateau est susceptible de prendre de la bande, surtout quand les wagons sont disposés sur plusieurs voies, les passerelles sont en général arrangées de façon à pouvoir subir une légère torsion.

En Danemark, le bateau est maintenu immobile par des estacades, entre lesquelles il se coince comme le montrent la figure 12 et les photographies 13, 14 et 15; l'accostage se fait ainsi d'une façon extrêmement commode et rapide.

Lorsque le navire arrive, il s'engage doucement entre les estacades, la machine stoppée; parvenu au fond il s'arrête seul, et l'on peut aussitôt abaisser la passerelle sur son extrémité comme l'indiquent les figures 10, 11 et 12.

Fig. 13.

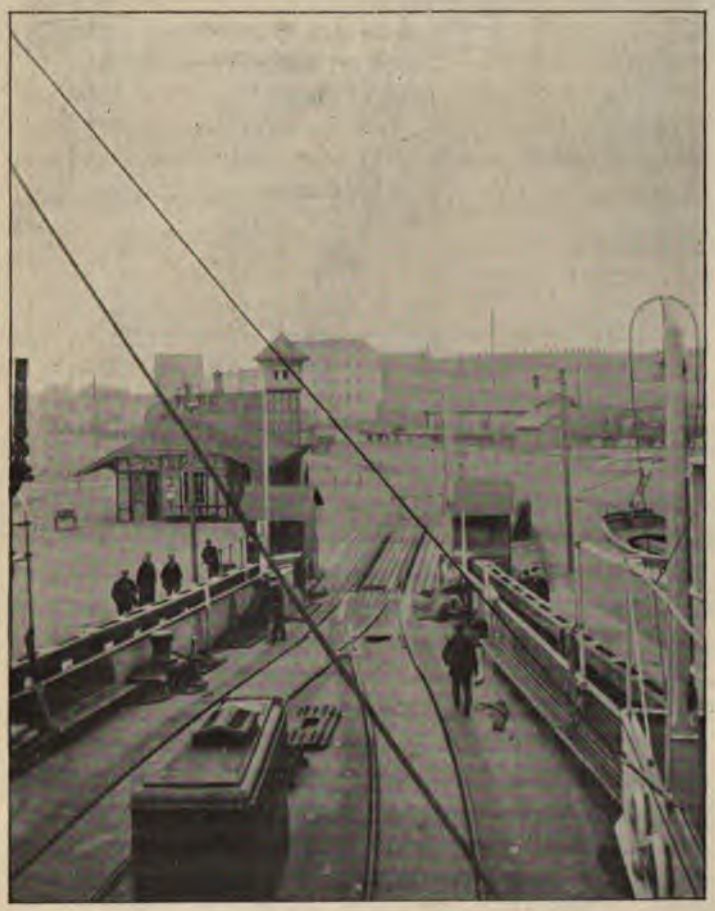
Estacades dans lesquelles vient accoster un porte-trains Danois; vue prise du navire arrivant à l'accostage.

Fig. 14.

Vue prise d'un porte-trains Danois accosté montrant la passerelle d'embarquement des wagons, passerelle relevée.

Les figures 13, 14 et 15 le montrent également. Elles ont toutes trois été prises du navire : la première avant l'accostage, la deuxième le navire accosté, mais la passerelle non abaissée, et la troisième la passerelle abaissée, le raccordement étant ainsi établi.

Fig. 15.



Vue prise d'un porte-trains Danois accosté montrant la passerelle d'embarquement des wagons, passerelle abaissée.

En Amérique les estacades sont remplacées quelquefois par quelques gros pieux ou *duc d'Albe*.

Dans le cas où les variations de niveau par la marée ou toute autre cause dépassent 2^m, la solution employée en général est celle représentée par les figures 16, 17 et 18; on la trouvait jadis aux baies de Forth et de la Tay en Écosse, où la marée a 5^m d'amplitude; on la trouve encore sur le Rhin entre Bonn et Obercassel, où la différence des niveaux par les crues atteint $7^m,80$,

et en Amérique dans divers endroits, en particulier sur la rivière Tennessee, où la variation de niveau atteint 12m.

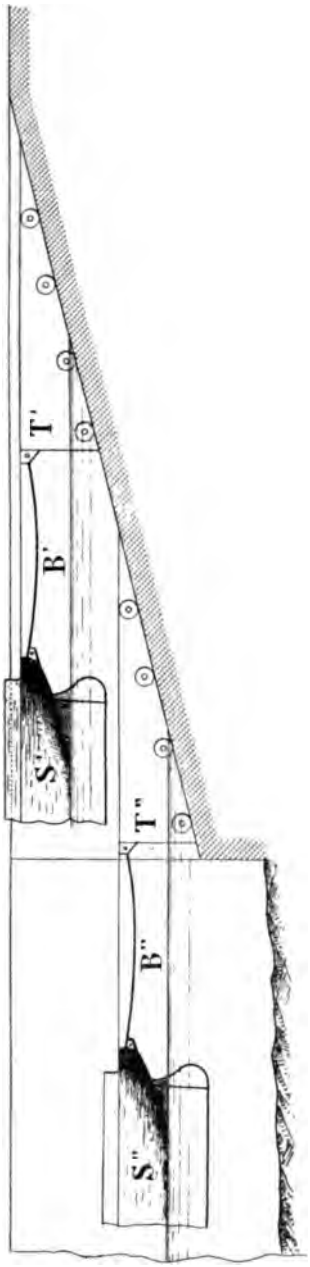


Fig. 16.

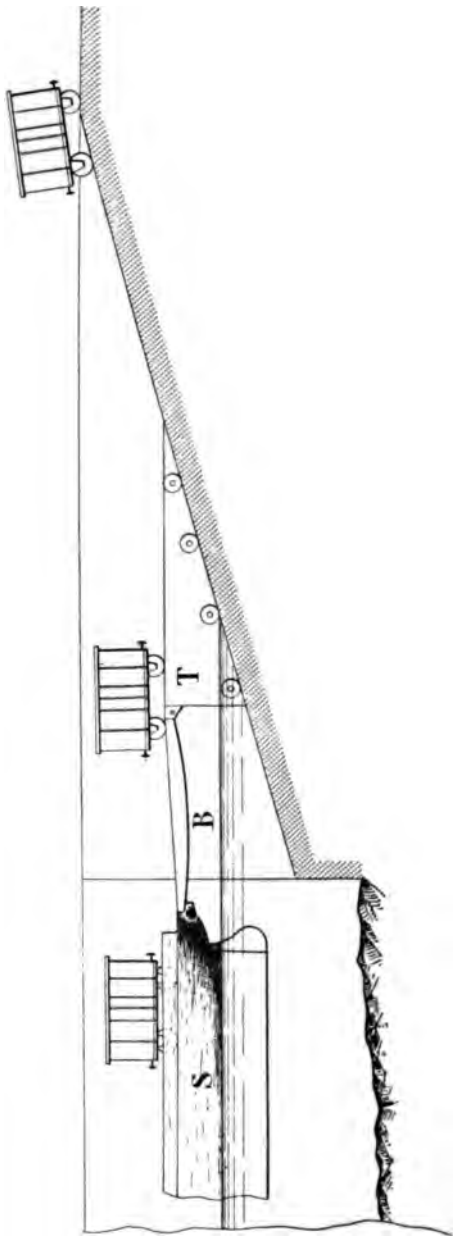


Fig. 17.

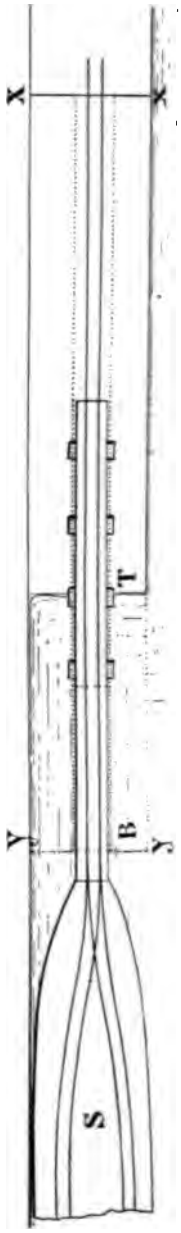


Fig. 18.

Cette solution est basée sur l'emploi d'un plan incliné *xy*, d'un chariot en forme de coin T et d'une petite passerelle B venant s'abattre sur le bout du navire S.

La figure 16 montre en T′, B′, S′ comment les choses se trouvent aux hautes eaux, et en T″, B″, S″ comment elles se trouvent aux basses eaux.

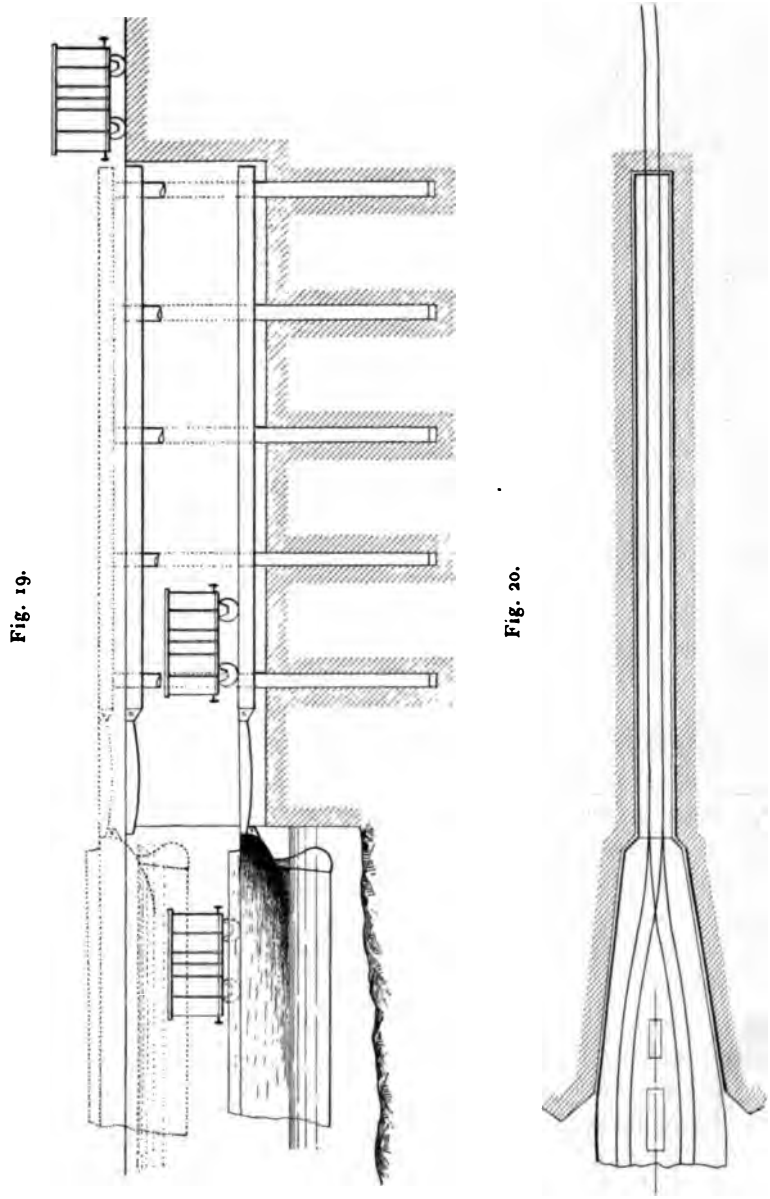


Fig. 19.

Fig. 20.

La figure 17 montre en T, B, S une position secondaire intermédiaire.

La pente du plan incliné xy était d'environ $0^m,17$ par mètre au Forth; elle est moins forte à Obercassel et sur la rivière Tennessee.

Au Forth, les wagons étaient montés à l'aide d'un treuil placé sur le quai et d'un câble. Ce système ne permet pas au navire de se coincer entre des estacades fixes; les figures 16, 17 et 18 montrent la disposition du Forth, où ils accostaient le long d'un quai. C'est évidemment moins commode que l'accostage représenté par la figure 12; en outre, l'installation demande beaucoup plus de place.

Sur le *Volga*, où l'on a affaire à des difficultés plus grandes, la différence du niveau étant de 15 mètres, on a adopté un système assez curieux. Il consiste à avoir un ascenseur sur le bateau à son extrémité; cet ascenseur peut relever les wagons de $7^{m},50$: il y a une installation d'accostage correspondant aux hautes eaux, et une autre correspondant aux basses eaux.

Les wagons sont montés un à un : le système marche bien, quoique un peu lent.

La marée au Pas de Calais étant de 7^{m}, les divers projets, qui ont été faits pour l'établissement d'un service de navires porte-trains, présentaient comme point important le système d'embarquement des wagons.

Dupuy de Lôme résolut le problème en prévoyant à Calais, dans un nouveau port projeté par lui de toutes pièces, trois installations différentes : une pour les mers hautes, une pour les basses et une pour les moyennes. Chacune de ces installations comportait une passerelle analogue à celles des figures 10, 11 et 12.

Sir John Fowler avait proposé auparavant un système différent : c'était un ascenseur au bout duquel le navire venait accoster, et qui pouvait transporter les wagons du niveau du pont du navire à celui du quai.

Si l'on avait dû prendre les wagons un à un, il y aurait eu trop de perte de temps. Pour aller plus vite, Sir John Fowler avait dessiné un ascenseur de la moitié de la longueur du navire, qui pouvait monter plusieurs wagons à la fois; c'est la disposition qui est représentée par les figures 19 et 20.

Malgré cela, le système était moins rapide et moins direct que celui des passerelles ordinaires proposées par Dupuy de Lôme; de plus, le gros ascenseur, étant une machine très importante et délicate, aurait pu avoir des avaries fréquentes, qui auraient été particulièrement ennuyeuses quand l'ascenseur serait resté immobilisé par accident à basse mer, chargé de wagons de voyageurs, exposés alors à être submergés par la marée montante; par contre, l'installation de l'ascenseur prenait moins de place que celle des passerelles de Dupuy de Lôme.

On a fait récemment diverses propositions assez curieuses.

L'une d'elles était d'installer dans les ports des presses hydrauliques, qui auraient soulevé le navire au niveau du quai; une autre consistait à placer les wagons sur le pont du navire par l'intermédiaire d'une plate-forme en acier; le navire se serait accosté le long d'un quai muni d'une rangée de grues très puissantes, qui auraient pris la plate-forme en acier d'un bloc avec son train, pour poser le tout sur le quai; c'est ainsi que les wagons auraient

été débarqués; pour l'embarquement, on aurait fait la manœuvre inverse. Ces propositions audacieuses paraissent abandonnées.

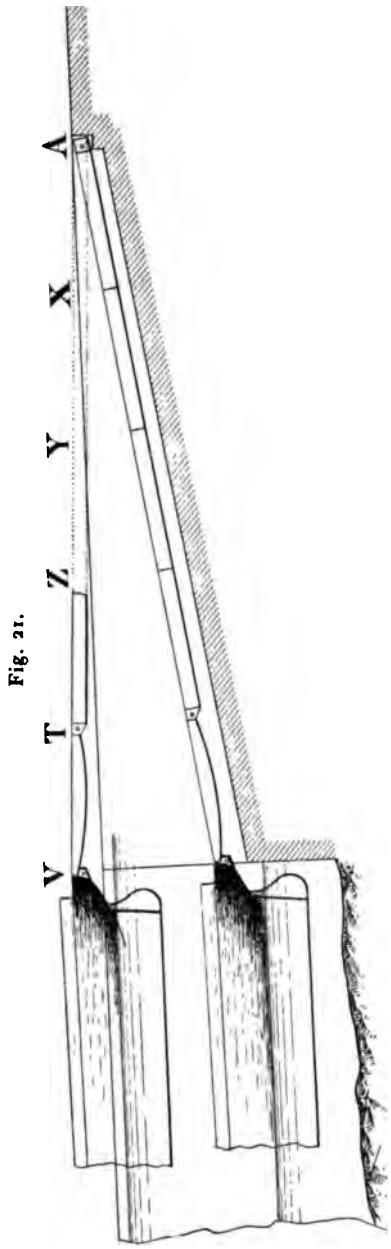


Fig. 21.

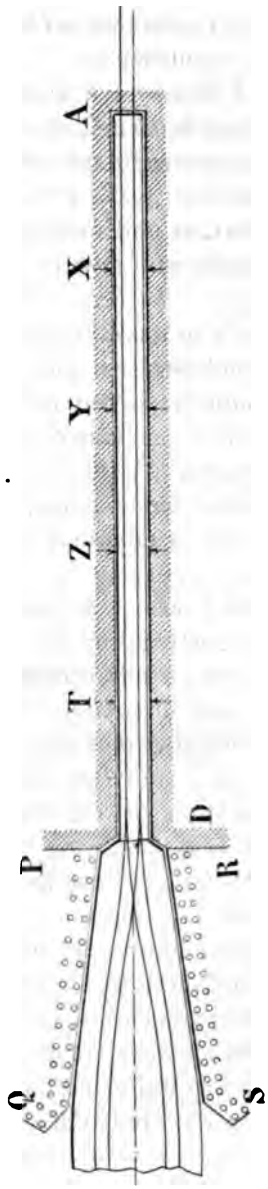


Fig. 22.

Les solutions qu'il paraîtrait le plus naturel d'adopter, comme ayant la consécration de la pratique, sont celles du plan incliné, jadis employé au Forth, ou le système des trois passerelles, proposé par Dupuy de Lôme. Mal-

heureusement, l'une et l'autre de ces deux solutions demandent trop de place pour s'installer commodément dans les ports actuels de Calais et de Douvres.

D'autre part, l'ascenseur est un engin trop lent s'il est petit, et trop délicat s'il est de grandes dimensions.

Ce sont ces considérations qui m'ont amené à étudier la disposition représentée par les figures 21 et 22. Elle est basée, comme celle de Dupuy de Lôme, sur l'emploi de la passerelle, qui donne de si bons résultats partout où elle est employée; seulement, au lieu de disposer trois passerelles comme Dupuy de Lôme, ce qui exige trois places différentes (très encombrantes) dans le port, on ne dispose qu'une passerelle, et on la fait de longueur accrue en conséquence.

L'ennui qui se présentait en faisant ainsi, était qu'en raison de sa grande longueur, la passerelle devenait difficile à faire assez solide pour supporter les trains passant sur elle.

Cette difficulté a été résolue en fixant la passerelle à l'aide de verrous latéraux, en plusieurs points de sa longueur XYZT, pendant le passage des trains (*fig.* 21 et 22).

Pour suivre les oscillations du navire, quand on embarque ou débarque les wagons, il y a au bout de la passerelle une petite partie TV, qui n'est pas calée.

La partie AT est réglée et verrouillée à l'inclinaison voulue avant chaque arrivée de navire, suivant le niveau de la mer à ce moment.

Entre le départ d'un navire et l'arrivée du suivant, on dégage les verrous pour changer l'inclinaison de la partie AT.

La passerelle est équilibrée par une série de contrepoids attachés en XYZTV. Ils l'empêchent de fatiguer sous son propre poids, en même temps qu'ils facilitent les changements d'inclinaison.

La manœuvre est faite par un treuil électrique, qui donne en même temps le mouvement à la partie AT, et un mouvement concomitant convenable à la partie TV.

Avec une longueur de passerelle AV de 95^{m}, on aura une inclinaison maxima à basse mer d'environ 6^{cm} par mètre, trop forte pour que les locomotives ordinaires puissent y entraîner les trains. On compte employer, pour aider la locomotive de manœuvre, un câble venant d'un treuil placé en tête de la passerelle à terre, et attaché en queue de la rame des wagons, afin de ne pas fatiguer les attelages.

Dans 70 pour 100 des cas, l'inclinaison sera inférieure à 45^{mm} par mètre, chiffre qui est atteint près de Paris sur la ligne d'Enghien à Montmorency.

On conservera dans tous les cas la commodité du raccordement direct, grâce auquel, en Danemark et en Amérique, on débarque les wagons d'un porte-trains à deux voies en 5 minutes; on mettait 5 à 8 minutes au Forth, où le bateau avait trois voies, et malgré la pente de $0^{m},17$ par mètre néces-

sitant l'emploi du treuil; on met le même temps pour faire le débarquement que l'embarquement.

Dispositions des navires pour l'accostage. — Les navires porte-trains à roues sont toujours disposés pour accoster indifféremment par les deux bouts.

Ceux à hélices accostent en général par l'arrière; quelques-uns sont disposés pour accoster aussi par l'avant.

Le bateau Suédois, *le Malmö*, qui fait le service entre Copenhague et Malmö, n'est disposé pour accoster que par l'avant.

L'avant est disposé comme celui des porte-trains Danois à roues, avec des portes à panneaux démontables (figures 2, 14 et 15).

La photographie 23 montre la disposition de l'arrière (vue prise de la passerelle de commandement du navire).

Fig. 23.

Vue sur l'arrière d'un porte-trains Dano-Suédois à 2 hélices en marche (le *Malmö*).

Il convient de remarquer que quand les bateaux, même ceux à roues, sont disposés pour accoster indifféremment par l'un ou l'autre des bouts, il faut toujours qu'ils se retournent soit au départ, soit à l'arrivée, parce que les machines ne fonctionnent pas bien indifféremment dans les deux sens.

Les bateaux ont toujours une forte lisse extérieure en bois pour protéger la coque contre les estacades à l'accostage.

Les bateaux Danois, comme le montre la figure 12, ont les formes de l'extrémité en V allongé. Cette forme est tout naturellement obtenue avec les navires à roues par les jardins des roues convenablement raccordés avec les extrémités du bateau. Sur les navires à hélices, on ajoute des jardins exprès.

Les bateaux de l'Ann Arbor et du Père Marquette R.R. ne sont pas disposés pour se coincer entre les estacades sur une aussi grande longueur; la largeur de la coque n'est réduite à cet effet que tout à fait à l'arrière; on se contente d'appuyer le bateau contre une longue estacade d'un bord, et de l'autre bord il y a une estacade très courte qui maintient simplement l'arrière.

Service de navires porte-trains projeté entre Calais et Douvres. — Il y a déjà longtemps qu'on a pensé à relier Calais à Douvres par un service de bateaux porte-trains.

Il est difficile d'attribuer la paternité de l'idée à qui que ce soit. On l'a émise en 1861 à la Société des Ingénieurs civils de Londres. Un modèle de bateau porte-trains destiné à la traversée du Pas-de-Calais, étudié par un ingénieur nommé Evan Leigh, figurait à l'Exposition de Londres en 1862.

Dupuy de Lôme et Scott Russell, d'une part, et Sir John Fowler, d'autre part, ont présenté, indépendamment, des projets complètement étudiés entre 1867 et 1875.

A ce moment, les ports de Calais et de Douvres étaient loin de ressembler à ce qu'ils sont actuellement; ils étaient à peu près inaccessibles à basse mer.

Les promoteurs de l'idée se proposaient, d'autre part, d'employer de très grands navires, de 135^{m} de long, 15^{m} de large, 4^{m} de tirant d'eau et 4500^{t} de déplacement; il leur était impossible de faire usage des ports existants, et ils étaient obligés de prévoir la création, à Calais et à Douvres, de nouveaux ports ou d'installations, d'une importance considérable, qui auraient coûté chacune environ 20 millions, d'après Sir John Fowler.

Le capital total nécessaire était estimé par Sir John Fowler à 50 millions de francs.

Aussi était-on obligé de demander des subventions gouvernementales. Le projet fut abandonné vers 1875, par suite du commencement des travaux du tunnel, qu'on croyait à cette époque pouvoir faire, car ce n'est qu'en 1883 que le Parlement Anglais y mit son *veto*.

Le projet de pont sur la Manche, qui fut alors présenté, ayant été abandonné aussi, l'installation d'un service de bateaux porte-trains arrive pour ainsi dire à s'imposer.

Le problème se présente maintenant dans des conditions beaucoup plus faciles qu'il y a 30 ans.

On dispose, en effet, à Calais et à Douvres de ports où les navires de 3^{m} de

tirant d'eau ont accès à toute heure, et l'on peut se baser sur le succès, en service prolongé depuis un certain nombre d'années, des bateaux porte-trains Danois dont le tirant d'eau est d'environ 3m.

Les bateaux Danois sont d'ailleurs d'un déplacement et d'un prix inférieurs de plus de moitié à ceux proposés jadis par Dupuy de Lôme, Scott-Russell et Fowler.

Les installations d'embarquement des wagons peuvent se faire au fond des ports de Calais et de Douvres avec peu de dépense.

Le capital nécessaire est donc beaucoup moins élevé, à tous les points de vue, que celui que l'on prévoyait autrefois; il peut descendre à moins de 10 millions, et se rémunérera facilement sans aide gouvernementale spéciale.

MM. Giros et Loucheur, Ingénieurs civils à Paris, qui sont commandités par un groupe Franco-Anglais, et auxquels je prête mon concours, font actuellement des démarches auprès des autorités Françaises et Anglaises, en vue de l'exécution des installations nécessaires dans les ports de Calais et de Douvres.

On vise surtout le trafic des marchandises, et particulièrement celui des marchandises fragiles craignant les transbordements, ou bien qui nécessitent un emballage compliqué pour le voyage par mer.

Jusqu'à nouvel ordre on ne compte passer les voyageurs que la nuit.

C'est la nuit que le transport des wagons de voyageurs est le plus désirable, parce qu'il permettra d'organiser un service de wagons-lits entre Paris et Londres, comme il en existe actuellement entre les îles Danoises et la Suède, et comme il doit en exister prochainement entre les îles Danoises et l'Allemagne.

Photographies. — Les photographies communiquées donnent une idée des bateaux Américains et Danois. J'ai pris celles relatives aux bateaux Danois moi-même, au cours du voyage d'études que MM. Giros et Loucheur ont organisé en novembre 1902, voyage auquel ont participé des représentants du South Eastern et Chatham Railway, et des ports de Calais et de Douvres. On y voit en particulier comment les wagons sont fixés sur le pont.

Tout cela est fort simple et pratique; j'espère que les membres de l'Association Technique Maritime s'en rendront compte un peu d'après les photographies jointes aux explications que j'ai données, quoique moins bien que ceux qui ont pu constater *de visu* la marche parfaite du service à tous les points de vue.

Il y a des personnes étrangères à la construction navale, qui doutent qu'on puisse construire des navires aussi aptes à naviguer par mauvaise mer s'il s'agit de porter des wagons sur le pont, que s'il s'agit de porter des marchandises en cale.

Ce n'est pas devant l'Association Technique Maritime qu'il convient d'insister sur cette naïveté.

PROPRIÉTAIRES ou emplacements.	TRAJET.	NOM DU BATEAU.	LONGUEUR.	LARGEUR.	CH
					Navires ordinaires avec ma
État Danois	Petits trajets Danois	Classe *Alexandra*	54m	7m,90	3,
État Danois	Copenhague-Malmö	*Kjobenhavn*	83	10,40	5
État Danois	Gjedser-Warnemünde	?	87	11	6,
Chemins de fer Siciliens	Messine-Reggio	*Charybde. Scylla*	54	8,24	3,
					Navires à roues de côté à mac
Canadian Pacific Ry	Detroit-Windsor	*Michigan, Ontario*	90	12,50	5,
Baie de Forth	Granton-Burntisland	*Leviathan*	61	10,40	3,
Baie de Tay	Port on Craigh-Broughty ferry	*Napier*	43	6,70	»
Southern Pacific R. R	Benicia-Port-Costa	*Solano*	129	19,50	»
Lac de Constance	Friedrichshafen-Romanshorn	?	70	12,15	1,
					Navires à roues de côté à mac
Michigan central R. R	Détroit-Windsor	*Transfer*	85	13,90	5
					Navires à une
État Danois	Niborg-Korsör	*Jylland*	56	11	5,
					Navires à
Père Marquette R. R	Milwaukee-Muskegon	*Père Marquette*	106	17	5
État Suédois	Copenhague-Malmö	*Malmö*	81	15,90	5
État Danois	Petites lignes danoises	*Valdemar, Marie*	44	9,30	3
État Danois	Gjedser-Warnemünde	?	87	13,70	6
					Une hélice arr
Michigan central R. R	Détroit de Mackinaw	*Sainte-Marie*	92	15,60	
Intercontinental Ry of Canada	Détroit de Canso	*Scotia*	86	14,69	
État Danois	Elseneur-Helsinborg	*Helsingör*	54,50	13,10	
					Deux hélices ar
Ann Arbor R. R	Traversée du Michigan	*Ann Arbor No. 1*	81	15,80	
Lake Erié et Detroit River R. R	Traversée Erié	*Shenango*	"	"	
État Russe	Traversée Baïkal	*Baïkal*	88	17,40	
					Chala
Lake Michigan Car ferry Transportation C°	Chicago-Peshtigo	"	96	7,30	
New-York Philadelphia et Norfolk RR	Cape Charles à Norfolk	"	104	13,80	
Divers chemins de fer	Baie de New-York	"	60	10,50	
Chemins de fer Russes	Traversée du Volga	"	77	17	

Nota général. — Les nombres de wagons indiqués ci-dessus s'entendent pour des wagons de marchandises que pour l'Amérique il s'agit de wagons de 8m à 10m.

r	DÉPLACEMENT en charge.	PUISSANCE.	VITESSE.	NOMBRE de voies.	NOMBRE de wagons portés.	OBSERVATIONS.
pour les deux roues.						
	580 tx	529 HP.	10,8 n	1	6	Prix : 450000fr.
	1392	2155 HP.	14,4	2	18	Prix : 1040040fr.
	1740	2600 HP.	"	1	10	En construction.
	607	700 HP.	"	1	6	Prix : 300000fr.
dantes à action directe.						
	"	2500 HP.	10	2	16	
	"	200 HP.	"	3	28	
	"	120 HP.	"	2	16	
	3541 (R. T.)	2000 HP.	"	4	48 avec 4 locomot.	R. T. : c'est le tonnage brut qui est porté à la place du déplacement.
	1600 (R. T.)	200 HP.	"	2	12	
dantes avec engrenages.						
	"	"	10	3	21	A aussi une hélice à l'arrière (brise-glace).
rrière.						
	1015	1210 HP.	12,20	2	12	Prix : 680000fr.
arrière.						
	4200	3500 HP.	13	4	30	Prix : 2000000fr. Six cloisons étanches brise-glace.
	1690	2000 HP.	13,25	2	18	Prix : 1330000fr.
	550	575 HP.	11	1	5	Prix : 360000fr.
	2180	2600 HP.	14,50	2	18	En construction. Prix : 1430000fr.
nt (brise-glace).						
	"	"	13	"	18	Prix : 1750000fr.
	"	"	10	"	18	
	635	"	12	1	7	
nt (brise-glace).						
	2550	1830	10 à 13	4	24	
	2550	"	"	"	"	
	4200	3750	14,59	3	25	
remorqués.						
	"	"	"	"	28	
	"	"	"	4	28	
	"	"	"	2	12	
	"	"	"	4	24	

: dans le pays de chaque bateau, c'est-à-dire que pour l'Europe il s'agit de wagons de 6m à 8m de long, tandis

RÉFLEXIONS

SUR

L'IMPORTANCE TACTIQUE DE LA VITESSE DES CUIRASSÉS,

PAR M. BEARD DU DÉZERT,
Enseigne de Vaisseau.

Comme un programme naval résulte toujours de compromis et d'impressions momentanées, j'ose aujourd'hui, en parlant de la vitesse des cuirassés, rouvrir une question, que le talent et l'autorité de ceux qui l'ont traitée auraient déjà close, s'il n'était presque impossible de s'en tenir sur ce sujet à une entente définitive. Malgré des données nouvelles, mon problème ne sera pas neuf, mais j'aurai à le traiter l'excuse qu'il est séduisant à l'extrême, puisque sa solution permet d'utiliser au mieux les sacrifices de la nation, et de canaliser plus judicieusement l'effort précieux des techniciens, devant lesquels j'assume aujourd'hui la tâche de parler.

Je me garderai de nier qu'en cas de rencontre de deux cuirassés de même tonnage, l'avantage doive rester au plus rapide, malgré les sacrifices que la vitesse ait pu coûter à son artillerie et à son cuirassement : cette cause a été gagnée par des expériences d'escadre répétées, et par la brillante argumentation qu'apporta ici même l'an passé un maître dont je suis l'élève profondément admirateur. Mais je veux préciser aujourd'hui une question plus complexe, et tout inspirée des exigences économiques. La prétention d'une flotte complète doit-elle être de ne posséder que des navires qui soient supérieurs en vitesse aux similaires étrangers ? ou bien sera-t-il plus fructueux, pour une grande nation maritime, qu'elle divise le travail guerrier entre des navires très rapides et peu armés d'une part, et des bâtiments moins bons marcheurs, mais dotés d'une force considérable de l'autre ? Parce qu'il faut limiter ses plus justes prétentions je préconiserai pour la France

cette division de ses ressources, et je laisserai le soin à la tactique de combat de si bien combiner les efforts de ses artisans, qu'elle soit toujours en mesure, avec son aveugle agile, et son paralytique très perspicace de faire face à toute éventualité.

Comme au temps des vieilles frégates, la vitesse d'une escadre de ligne est celle de son plus mauvais marcheur. Pour garder sa supériorité de vitesse, une flotte doit chasser de son sein sans défaillance tout bâtiment qui a perdu un nœud ou même un demi-nœud sur la mode ; et tel navire qui était hier l'orgueil d'une armée navale pour toutes ses fortes qualités, pour les dispositions pratiques de son branle-bas de combat, pour l'entretien de ses appareils, pour l'entraînement et la belle humeur de son équipage, pour la précision de ses tirs, pour son amatelotage et pour son assouplissement aux manœuvres d'escadres, pour sa compréhension toujours prompte des pensées du chef; en un mot, pour sa parfaite utilisation militaire ; tel navire valeureux salue d'un dernier hourrah son amiral, et rentre ses couleurs à la porte d'un arsenal, parce que vient d'apparaître en escadre une unité nouvelle, un peu plus rapide. Ainsi, pour mieux accueillir le bâtiment neuf qui quitte ses langes, l'orgueil de la vitesse réduit à peu d'années la carrière d'activité d'un cuirassé, le prive d'abord des fortifiantes traditions de l'escadre active, lui ordonne un court séjour dans une escadre de second ordre, puis dans une escadre de réserve, le condamne enfin à une réserve spéciale, qui est la négation de tout entraînement militaire.

Nombreux sont déjà nos cuirassés désarmés, et dont la seule tare est leur manque de vitesse, et le pays comprendra mal que cette flotte déclassée s'accroisse toujours plus vite, que, malgré l'activité de nos chantiers, la liste des bâtiments de première ligne ne s'allonge jamais, que notre principale escadre reste chétive et exercée depuis peu. L'artillerie progresse lentement, et au surplus d'anciens canons pourront toujours ajouter leur voix à celle des nouveaux : sacrifier chez les cuirassés nouveaux la vitesse à la force, c'est réhabiliter tous les vaillants navires dont les machines sont un peu arriérées, c'est laisser à nos escadres de premier choc l'espoir qu'elles se renforceront toujours.

Plus que toute autre, la politique navale française a besoin d'appuyer sa stratégie et sa tactique sur un noyau de bâtiments extrêmement robustes. Je peux parler du rôle guerrier de notre marine sans arrêter mon esprit sur la couleur d'aucun pavillon ennemi; d'où que vienne ce péril, nous aurons toujours le même patrimoine à défendre, nous disposerons des mêmes ressources, nos devoirs seront sensiblement les mêmes. La France, pays riche, capable de se nourrir indéfiniment, aura tout à gagner à laisser venir ses adversaires, et à attendre la faveur des circonstances; les auteurs Anglais admettent qu'au début d'une guerre dirigée contre la France, sa flotte se mettra *à l'ombre* (shadowed), et ils comptent qu'un adversaire, obligé de

veiller la sortie d'une flotte, devra faire tenir la mer à un nombre double de navires semblables, s'ils peuvent trouver mouillage dans le voisinage, à trois ou même à quatre fois autant de navires, s'ils doivent rester au large loin de leur point d'appui. Cette immobilité du début élèvera des limites entre les divers théâtres de guerre, et ceci est pour conclure qu'il n'y aura rien de commun entre la guerre métropolitaine et la guerre lointaine, pour bien réserver que les réflexions qui vont suivre s'appliquent seulement à la grande lutte des mers d'Europe. Au loin, les bâtiments de combat, parce qu'ils sont peu nombreux, doivent chacun se suffire à soi-même, réaliser le type du navire de croisière, qui est un compromis général, être assez habitables pous passer, sans plus de danger, un hiver dans les glaces du Petchili, qu'une saison chaude dans la rivière de Saïgon, être assez endurants pour résister à toutes les mers.

Dans les mers métropolitaines, deux flottes outillées en navires de toutes classes s'efforceront de ne livrer qu'à leur heure le combat de ligne, qui rendra l'une d'elles maîtresse de la mer ; la désolation apportée au littoral ennemi par des unités peu coûteuses, les ravages exercés sur le commerce de l'adversaire, les débarquements de troupes, les destructions d'orgueilleuses cités, toutes opérations qui séduisent l'imagination des écrivains de *guerres de demain,* ne peuvent être que la moisson d'un succès d'escadre beaucoup plus coûteux, et cette nécessité de conquérir d'abord la souveraineté de la mer nous interdira toujours de réduire en poussière notre capital naval. La raison d'être du combat étant élucidée, je peux suivre le cuirassé sur la route qui le conduit au champ de bataille, dans ses évolutions sous le feu de l'ennemi, dans sa retraite ou dans son retour triomphant à l'arsenal régénérateur. Jusqu'au combat, l'escadre légère développera le thème de ses combinaisons, elle seule aura besoin d'être rapide et d'être infatigable, le bien joué de sa tactique sera de n'imposer jamais aux cuirassés que des trajets rigoureusement efficaces. Dans le courant de l'année dernière notre *Gaulois* a traversé deux fois l'Atlantique dans sa plus grande largeur entre Toulon et New-York, sans ravitaillement et à la vitesse de 15^{n} $\frac{1}{2}$; un aussi brillant résultat assure pleinement les allées et venues futures de nos cuirassés en quête de combat. A chaque manœuvre la disproportion est si grande entre les vitesses requises pour les croiseurs et pour les cuirassés qu'il serait exagéré que ces derniers bâtiments soient mieux doués qu'un *Gaulois* pour la recherche de l'ennemi.

Les escadres sont maintenant au contact ; l'amiral compte à l'horizon les fumées ennemies, sa stratégie et la tactique de ses croiseurs sont couronnées de succès, s'il a pour ses vaisseaux l'avantage du nombre ou de la valeur, et aussi la proximité du refuge.

La tactique de combat est simple : en nombre relativement restreint, des navires sont en présence pour chercher à se détruire ; leur combat ne peut

être plus compliqué que celui des Trente dans la plaine de Quiberon. Les croiseurs légers se sont écartés des cuirassés d'escadre et des croiseurs cuirassés qui se présentent à l'ennemi, ces derniers sont les seuls qui aient eu depuis le début des hostilités à donner de grandes vitesses, et la bonne utilisation de l'ensemble exige que ces mêmes navires fournissent encore sur le champ de bataille l'appoint de leurs fortes machines.

Un cheval-vapeur développé par une machine robuste pèse (machines, chaudières et eau) 85^{kg}. Or, une pièce de 14 (avec son affût, son châssis et un approvisionnement de 300 coups) pèse 23000^{kg}, soit le poids de 270 chevaux-vapeur; une pièce de 274,4 (avec son affût, son châssis et un approvisionnement de 60 coups) pèse 83000^{kg}, soit le poids de 980 chevaux-vapeur. 10000^{chx} en plus ou en moins entraînent donc à bord d'un bâtiment, et toutes choses étant égales d'ailleurs, une réduction ou une augmentation d'artillerie qui peut être la suivante : 4 pièces de 274,4 et 22 pièces de 14, toutes pièces munies de leurs approvisionnements, l'armement presque entier d'un cuirassé. La vitesse, qui déjà force à laisser au port une bonne moitié des vaisseaux, allège donc encore de moitié l'artillerie des navires neufs qui sont conduits au combat. Et cette vitesse est une arme aléatoire, qui peut manquer pour des avaries futiles survenues à un petit nombre de bâtiments, puisqu'à moins de s'affaiblir démesurément, l'escadre devra attendre ses retardataires. Je n'exagère rien en disant que sacrifier à la vitesse, c'est réduire à son quart la densité du feu sur le champ de bataille, et il est permis de douter que des avantages tactiques fournis par la vitesse soient jamais capables de payer semblable disproportion de force. La vitesse permet à son détenteur de régler les distances. Mais les types de navires s'uniformisent de plus en plus, et il est peu probable que dans un combat d'artillerie (nous parlerons plus loin de l'éperon et de la torpille) les variations de la distance impressionnent en sens contraire les adversaires; le choix de la distance ne serait vraiment rénumérateur qu'au cas exceptionnel où la plus longue portée des pièces d'un des combattants permettrait à ce dernier de bombarder son adversaire, tout en restant lui-même hors du feu; au cas encore où un parti se trouvant seul à posséder des pièces de perforation, il aurait tout avantage à se rapprocher le plus possible. La vitesse autorise le refus du combat; la souveraineté de la mer étant le bien suprême que donne la victoire, si une heureuse concentration de nos forces intimidait assez l'ennemi pour qu'il nous refusât le combat, et s'il avait assez de champ et de vitesse pour s'enfuir, nous pourrions déjà jouir de cette demi-victoire qu'est la disparition de l'adversaire.

La flotte à voiles la mieux taillée pour la marche prenait l'avantage du vent pour s'abattre avec aisance sur son ennemi sousventé, pour le canonner à son aise, l'incendier de ses brûlots, le prendre à l'abordage. Cet avantage du vent ne coûtait pas un canon, il était le fruit de l'ingéniosité des constructeurs et de l'habileté des amiraux; l'intérêt de tirer sous le vent ne prendrait d'importance dans la marine à vapeur qu'un jour de grosse mer, où cer-

taines pièces du vent, aveuglées par les embruns, pourraient être empêchées de tirer.

Conséquences de la vitesse beaucoup plus fructueuses sont l'avantage du soleil et l'orientation du tir : je réunis à dessein ces deux supériorités tactiques, quoiqu'elles soient d'ordres bien différents. Une escadre qui voudrait se tenir toujours dans le soleil de son ennemi devrait avoir sur lui une supériorité de vitesse écrasante : pour le relever constamment à une certaine aire de vent, elle aurait souvent à parcourir des chemins beaucoup plus considérables que les siens. Plus raisonnable est cette ambition de n'avoir soi-même jamais sa cible dans le soleil, et dès lors les deux questions du soleil et de l'orientation du tir prennent la même valeur, puisque, pour chacune d'elles, de l'avantage perdu à l'avantage reconquis, il n'y a que le temps d'une courte évolution, qui change d'un quart ou deux le relèvement de l'ennemi, ou bien qui fasse pivoter les vaisseaux jusqu'à ce qu'ils ne se masquent plus, et qu'ils jouissent du pointage le plus fructueux. Dans un corps à corps, l'avantage de l'orientation ne resterait pas au bâtiment le plus rapide, mais bien à celui qui changerait de route cap pour cap en le moins de temps possible. En cas de rencontre de deux flottes cuirassées, la question est plus complexe : le succès restera vraisemblablement à celle des deux qui aura su, par ses déplacements sur le champ de bataille, avantager à son profit et en moyenne le rapport de la densité du feu émis par elle à la cible présentée par l'ennemi, et c'est ici qu'il convient de peser avec soin la valeur de la vitesse. Si l'ennemi vient par une manœuvre heureuse de prendre sur nous l'avantage tactique, il s'écoulera un certain temps avant que nous puissions, par l'avancée de notre pion, lui faire subir la brutalité de notre riposte. En admettant que la répartie jaillisse instantanément du génie de notre chef, celui-ci devra encore matérialiser sa pensée en un signal, et attendre que son geste, si simple fût-il, ait été aperçu, avant d'avoir le soulagement que l'évolution commence et rende à nos armes la supériorité; la vitesse nouvelle réduirait d'un dixième au plus le temps de l'évolution, elle ne pourrait rien contre le temps mort qui précède le mouvement. Déjà les amiraux qui se sont succédé à la tête de nos escadres ont si bien assoupli les bâtiments de ligne, qu'une *escouade de vaisseaux* fait, en quelques minutes, l'abattée de 8 quarts, qui a demandé plus d'une heure à l'armée navale de 1896; les temps morts qui étaient autrefois presque négligeables prennent de l'importance, et si l'on songe qu'ils sont entièrement dépensés sous le feu le plus nourri de l'ennemi, au lieu que l'évolution (je prends ce mot dans son sens vulgaire) allège dès son début la situation des navires, on mettra peut-être plus d'empressement à doter un bâtiment de ligne de canons et de cuirasse qu'à lui servir un nœud de vitesse. Consultés au plus fort du feu, je crois que les capitaines seraient unanimes à demander de la force pour leurs vaisseaux ; et même si l'on arrivait à supprimer le temps mort, ce qui ne serait possible que par l'emploi de signaux phoniques, de sirènes aiguës, dont les sons convenus couvriraient la voix

sourde de la canonnade ([1]), la vitesse ne paierait pas encore, parce qu'elle ne suffirait pas à déplacer, du simple au quadruple, le rapport de la densité du feu à la cible.

S'étant tenus d'abord à grande distance, les chasseurs, grands croiseurs cuirassés, rallient au combat, dès que le feu se ralentit et devient supportable pour leur coque; le rôle de cette nouvelle escadre, suffisamment protégée, bien armée en artillerie moyenne et très rapide, sera de déplacer le combat utilement, de tourner l'ennemi, de couvrir le champ de bataille de ses raids, de rabattre sur le noyau des bâtiments forts tout navire ennemi à qui le feu serait désavantageux; ce seront encore les croiseurs cuirassés qui remorqueront hors de la mêlée un frère désemparé, ce seront eux qui s'élanceront après le dernier coup de feu du combat à la poursuite des fuyards, et qui assureront le plein profit de la victoire, en en cueillant les fruits sur le littoral même de l'ennemi. L'escadre légère cuirassée aura le monopole de la vitesse en toutes circonstances.

En ôtant au cuirassé son nœud de supériorité de vitesse, je l'ai désavantagé pour le duel à l'éperon, je lui ai enlevé quelques chances de lancer sa torpille. Pour le cuirassé, l'éperon et la torpille sont des armes d'occasion, qui doivent céder le pas au canon dans la conception du bâtiment; l'éperon est plutôt l'arme du croiseur cuirassé, le cuirassé ne s'en servira, comme de la torpille, qu'à l'extrême fin du combat, alors que les coups échangés auront déjà bouleversé les caractéristiques des navires réunis, et pour châtier un insolent qui voudrait lui donner le coup de pied de l'âne. Personne n'a jamais songé à diminuer d'un nœud la vitesse d'un torpilleur pour lui renforcer sa minuscule artillerie; à chacun son arme... et sauvegardons avec jalousie la *force* du cuirassé d'escadre.

Ces quelques réflexions ne sont pas révolutionnaires; si j'ai plaidé la cause de l'artillerie, c'est qu'elle est souvent servie la dernière, et qu'elle paye à elle seule la note des autres qualités du navire de combat. En faveur de mon opinion, je rapporte ces mots du professeur Alger, de l'École supérieure de marine Américaine : « Il est de première importance qu'un bâtiment soit toujours capable d'exercer un plein pouvoir offensif ou défensif dans toute l'étendue du cercle dont il est le centre. Dans l'ordre d'importance des qualités, vient ensuite la capacité que possède le bâtiment de transporter cette puissance d'un point à un autre avec sécurité et rapidité. Si la diminution du pouvoir offensif pour l'amour de la vitesse est telle, qu'elle rende un bâtiment

---

([1]) A bord de beaucoup de bâtiments, les ordres de *commencer* et de *cesser le feu*, les seuls qu'un commandant puisse songer à donner à son artillerie, sont envoyés au clairon; ce n'est pas une utopie qu'une escadre arrive de même à manœuvrer à la sirène, et le fait que les signaux seraient perçus d'une bonne partie du personnel comporterait un certain effet moral.

de guerre incapable de lutter contre un navire de sa classe, ayant une vitesse inférieure et un armement mieux compris, la fonction ordinaire de ce navire de guerre consistera à fuir, et le combat sera pour lui une exception. Mais bien souvent il faut se battre, quoi qu'il en coûte; éviter une action ne sert à rien; quelles seront alors les chances d'un coûteux engin comme la *Columbia?* » Les renseignements tirés de l'histoire n'abondent pas pour nos nouvelles flottes : *Yalu* a cependant consacré la supériorité de l'artillerie à tir rapide, et *Santiago,* malgré, nous dit le commodore *Bainbridge,* « que les Américains n'y aient effectué qu'un tir à la cible », a enseigné qu'il faut rehausser les cuirasses, et élever les ponts cuirassés.

A nous contenter longtemps de la vitesse de 18 nœuds, à laisser s'augmenter un peu le tonnage, à distribuer les bénéfices du progrès entre l'armement et le rayon d'action, à renforcer les canons et les cuirassements des arrières qui ne seront plus couverts par la vitesse, nos prochains bâtiments d'escadre, peu coûteux et nombreux, s'amateloteront avec les anciens vaisseaux, dont les artilleries sont encore neuves; les canons d'hier, et ceux de demain, portés par une même vitesse, seront des unités du même ordre, qui pourront s'ajouter, et qui, par leur imposant total, mettront hors de pair notre puissance navale.

UTILISATION DU TÉLÉGRAPHE SANS FIL.

NAVIGATION TRANSATLANTIQUE, ABORDAGES,

PAR M. BEARD DU DÉZERT,
Enseigne de Vaisseau.

Le *sans fil* n'a plus sa vogue depuis que, en une fois, il a recueilli tous les applaudissements, pour s'être surpassé en un tour de force, qui demeurera, de longtemps, le dernier pas en avant : la lettre S, les trois points du Morse, que Marconi a *passés* d'Irlande à Terre-Neuve, ont créé ce rêve fantastique que des messages hertziens circuleraient, peu de temps après, en toute ampleur, d'Europe en Amérique. La jeune science, parce qu'elle ne court plus de records, cesse d'être une vedette sur l'affiche; le grand public n'attend d'elle qu'un nouveau numéro sensationnel, et ne pèse pas les services inappréciables qu'elle pourrait rendre déjà, à la seule condition qu'on s'entendît pour lui demander son concours. L'essor qu'ont imprimé aux recherches les expériences du yacht la *Princesse Alice* et les communications de Biot à Calvi ne s'est jamais ralenti; les progrès furent même si rapides, qu'aujourd'hui les ondes aériennes sont en mesure d'enrichir notre civilisation de commodités neuves, et d'empêcher bien des désastres; nombreux sont les coupons à détacher des valeurs dont Marconi, Branly, Popof, Plaby et Slaby ont doté l'univers; notre temps ne permet pas qu'on dorme, comme Rip, vingt ans près d'un trésor.

Malgré que M. Marconi ait fait correspondre en langage clair et parfaitement compréhensible le poste de Poldhu et le paquebot *Philadelphia*, distants l'un de l'autre de 1500 milles, nous baserons nos raisonnements sur le chiffre modeste de 250 milles, susceptible d'être garanti en toute circonstance normale par des compagnies de télégraphie sans fil, qui sont déjà deux en Allemagne, deux en France et une en Angleterre; et nous nous faisons fort de montrer que le nouveau télégraphe fournit sur mer des solutions éblouissantes aux problèmes les plus osés de télégraphie optique ou de pigeons voyageurs.

Aux premières manœuvres navales qu'ait commandées l'amiral Gervais,

les pigeons du capitaine Raynaud relièrent souvent les navires à la terre; mais l'idée du colombier mobile ne fut pas appliquée aux conversations de navire à navire. La vie de bord exige de tous un accommodement si pénible, qu'il n'est pas surprenant de voir les pigeons découragés du métier de la mer et peu désireux de rechercher *leur bord*. Une fois j'ai pu admirer à Philadelphie, à bord d'un nouveau croiseur en achèvement chez Cramp, un ravissant chalet orné de frises et de balcons, destiné aux pigeons; je doute que la généreuse donatrice de cette installation l'ait jamais vue à l'œuvre; son kiosque à pigeons est, en tout cas, remplacé aujourd'hui par un poste de sans fil.

Nos grands transatlantiques du Havre emportent encore leurs paniers de pigeons. Paris se souvient des transes que lui causa la *Gascogne*, lorsque, certain jour de plein hiver, une quinzaine après le départ du paquebot, la dépêche d'atterrissage à Sandy Hook n'arrivait toujours pas. En réalité, la plus banale des avaries de machine forçait le navire à une hélice à stopper le temps d'une réparation de fortune; à la grande rigueur, un pigeon voyageur d'un colombier de Terre-Neuve aurait pu calmer les inquiétudes; à coup sûr, aujourd'hui, dans un cas semblable, un message de *sans fil*, judicieusement expédié, devrait donner à la minute même de l'accident une information détaillée.

En son état d'avancement, et c'est sur quoi nous insisterons de toute notre énergie, la télégraphie sans fil devrait faire œuvre pratique. Aux salons des grands paquebots qui traversent l'Océan, elle aurait le devoir d'afficher les grandes dépêches mondiales et les cours de bourse, à la minute même où les placards pareils s'attachent aux murs des casinos de Baden-Baden, de Monte-Carlo ou de Newport; grâce au *sans fil*, nous lirions dans nos journaux du matin des chroniques sensationnelles vécues la nuit précédente *in the mid-ocean*, à mi-distance entre les Scilly et Long Island, et au surplus, si les ententes qui vont suivre étaient adoptées, le *sans fil* serait une garantie sérieuse contre ces effroyables accidents du large, rencontres fortuites de navires, qui entachent de leur sauvagerie notre siècle de raffinés.

Actuellement les services d'Europe aux États-Unis sont assurés par les lignes de navigation suivantes :

1° *Allan line*, service de Liverpool à Halifax, s. s. *Corinthian, Pretorian*, etc. (un voyage par semaine).

2° *Allan State line*, service de Glasgow à New-York, s. s. *Mongolian, Lorentian*, etc. (un voyage par quinzaine).

3° *American line*, service de Southampton à New-York, s. s. *Saint-Paul, Saint-Louis*, etc. (un voyage par semaine).

4° *Anchor line*, service de Glasgow à New-York (un voyage par semaine).

5° *Atlantic transport line*, service de Londres à New-York s. s. *Minneapolis, Minnesota*, etc. (un voyage par semaine).

6° *Beaver line,* service de Liverpool à la Nouvelle-Écosse, s. s. *Lake Erié, Ontario,* etc. (un voyage par semaine).

7° *Cunard,* service de Liverpool à New-York, s. s. *Lucania, Campania,* etc. (un voyage par semaine).

8° *Dominion line,* service entre Liverpool, Queenstown et Boston, s. s. *Mirion* et *Californian* (un voyage par quinzaine).

9° *Compagnie générale transatlantique,* service entre le Havre et New-York, s. s. *Savoie, Lorraine,* etc. (un voyage par semaine).

10° *Hamburg American line,* service entre Hambourg, Plymouth, Cherbourg et New-York, s. s. *Deutschland, Fürst-Bismarck,* etc. (un voyage par semaine).

11° *Holland America line,* service entre Rotterdam, Boulogne et New-York, s. s. *Potsdam, Rotterdam* (un voyage par semaine).

12° *Leyland line,* service entre Liverpool et Boston, s. s. *Armenian, Cestrian* (un voyage par semaine).

13° *North German Lloyd,* service entre Brême, Southampton, Cherbourg et New-York, s. s. *Kaiser-Wilhelm-der-Grosse, Kronprinz-Wilhelm,* etc. (un voyage par semaine).

14° *Red Star line,* service entre Anvers et New-York, s. s. *Zeeland, Finland,* etc. (un voyage par semaine).

15° *Scandinavian America line,* service entre Copenhague et New-York, s. s. *Oscar II* et *Hellig Olav* (un voyage par quinzaine).

16° *White Star line,* service entre Liverpool et New-York, s. s. *Teutonic, Majestic,* etc. (Un voyage par semaine).

Cette longue liste nous dit que déjà quatorze grands paquebots quittent chaque semaine la sortie de la Manche, pour mettre le cap sur New-York, sur Boston ou sur la Nouvelle-Écosse, somme toute, pour parcourir sensiblement la même route; pareil chemin est encore suivi par un même nombre de gigantesques cargo-boats, dont quelques-uns sont les plus grandes coques de l'univers. Et à l'inverse, hôtels ou entrepôts flottants se détachent aussi fréquemment de l'Hudson ou des ports voisins, pour apporter à l'Europe leurs contingents d'énergie, de richesse ou de société. Au même moment de l'année les routes que peuvent imaginer deux capitaines, dont les opinions diffèrent à l'extrême sur le temps, les probabilités de brume ou de marche des glaces, ne font pas passer les navires que ces deux marins commandent à plus de cent milles l'un de l'autre sur le même méridien.

La route d'Europe en Amérique, longue de 3500 milles, et large au plus de 100 milles en son milieu, est donc balisée constamment par une cinquantaine de riches et puissants navires, qui sont aujourd'hui répartis au hasard, mais qui pourraient, sans qu'aucun de leurs intérêts fût lésé, en modifiant seulement leurs heures de départ, et en dépit de leurs différences de vitesse, se répartir plus également sur le parcours. Les conventions internationales dictées par un intérêt commun ont toujours trouvé sur mer une application

facile : ce n'est pas d'hier que deux marins qui se rencontrent au large peuvent échanger des idées par signaux; quelles que soient les couleurs de leurs pavillons de poupe, le même règlement des abordages est appris comme un catéchisme dans toutes les marines; les navires de toutes nationalités portent les mêmes feux; il est grand temps que les antennes des télégraphes sans fil soient mises à même de converser du plus loin qu'elles se révèlent l'une à l'autre, et que de mâture à mâture les nouvelles coulent sans cesse sur une route aussi fréquentée que l'est l'étroit ruban transatlantique.

Les navires qui adhéreront au nouveau syndicat garderont toute liberté pour se faire n'importe quelle concurrence commerciale; leurs heures de départ seront réglementées; mais, à la minute où l'ancre sera à poste, où les amarres seront rentrées, ils reprendront toute initiative pour la route et pour la vitesse, le chef du service télégraphique international gardant seul la responsabilité des « échelonnements ». Les bâtiments syndiqués seront encore astreints à porter des appareils d'émission et de réception rigoureusement identiques, et, par suite, *synchrones* en longueur et dessin d'antennes, en capacité, en self-induction, etc.), mais rien ne les empêchera de se livrer, en dehors des heures réglementaires de communication internationale, à des conversations confidentielles ou expérimentales avec leurs frères de la même compagnie, et d'employer, à cet usage, des appareils dont ils garderont le secret. Une publication analogue à la feuille Américaine, qui donne quotidiennement aux navigateurs des hautes latitudes les pointages et les sillages d'icebergs récemment aperçus, renseignera les paquebots à leur appareillage sur les routes de leurs concurrents, en sorte que les capitaines porteront sur leurs cartes, en même temps que les positions exactes de leurs navires, les points probables des bâtiments voisins.

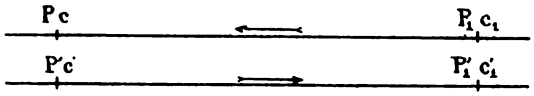
L'Océan sera partagé en régions étendues, et dans chacune de ces régions des heures d'émission seront imposées aux bâtiments, et réglées en sorte qu'ils ne puissent se contrarier ni dans une même région ni d'une région à la voisine. Une foule de conventions de détail, qu'il serait trop long d'expliciter ici, faciliteront les transmissions : nous recommandons, en particulier, l'emploi de mots à clés, différents les uns des autres par deux lettres au moins, et cependant assez courts pour pouvoir être sans inconvénient répétés plusieurs fois chacun; si nous ajoutons qu'on peut enregistrer cent mots à la minute (*Engineering* du 20 mai 1902), et que chaque mot contient une idée, on se rend compte de la célérité avec laquelle les dépêches passeront de bord à bord.

Un bâtiment courant à l'ouest, je suppose, chargé de dépêches à destination de l'ouest, et privé de communications avec le courrier qui le précède, lancera à ses temps réglementaires une courte attaque faite de son nom, de son point et de sa route, jusqu'à ce qu'il ait réponse d'un navire venant à contre-bord. Si le dernier navire a encore sur son arrière la communication avec le courrier ouest le plus voisin, il peut servir d'échelon, et par lui

le sac de dépêches fait un saut en avant; dans le cas contraire, il faut attendre une occasion meilleure, mais qui ne peut se faire désirer bien longtemps.

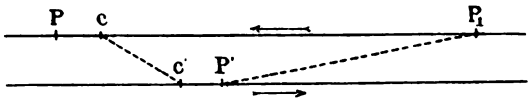
Supposons, en effet, comme nous le permet la longue liste des courriers de l'Atlantique nord, que nous lancions chaque douze heures un courrier sur la route, et pour rester dans les conditions théoriques vraisemblables, imaginons que ces bâtiments filent tous 20 nœuds. Ils vont s'échelonner à 240 milles. Complétons notre système par un départ quotidien de cargo-boat filant 10 nœuds, et, pour tenir compte des différences de route, réservons deux chemins parallèles et distants de 50 milles l'un pour les bâtiments à destination de l'ouest, l'autre pour ceux qui font de l'est. Plaçons-nous maintenant dans des conditions très désavantageuses : les deux paquebots P et P_1, distants au départ de 240 milles, se sont écartés jusqu'à se suivre à 400 milles; de même font les deux cargos c et c_1, qui de plus se confondent avec P et P_1. Enfin, sur la route opposée, distante de 50 milles, les quatre navires analogues se sont réunis en deux groupes $P'c'$, $P'_1c'_1$, qui se tiennent respectivement par le travers des groupes $P'c$, P_1c_1. On avouera que les infortunes se sont accumulées

Fig. 1.



pour vider de toute antenne le long rectangle d'Océan que délimitent nos huit bâtiments. Dans la pratique, les dépêches auraient forte chance de passer à 400 milles dans des régions aussi froides que celles de l'Atlantiqne nord; mais si nous nous en tenons à notre maximum de 250 milles, nous voyons que quatre heures plus tard les positions sont pleinement satisfaisantes : sur la figure 2 la plus grande distance $P'P_1$ est exactement de 250 milles, et la dépêche passe par $P_1 P' c' c P$.

Fig. 2.



Ainsi, deux courants continus de dépêches traverseront jour et nuit l'Atlantique dans les deux sens; les télégrammes se suivront à peu de distance comme dans le câble, et quand l'un deux atteindra le rivage, il aura versé à tous les steamers sur lesquels il se sera *perché* un instant, son contingent de nouvelles; aussi, il apportera de ces navires tous les renseignements dont ils l'auront chargé [1].

[1] Je lis dans un journal du 12 mars dernier : « Quelques passagers du paquebot l'*Etruria*,

Nous avons annoncé que la télégraphie sans fil pouvait, dès aujourd'hui, fournir une solution féconde au problème des abordages. Le sinistre de la *Bourgogne* est encore présent à tous les esprits. Le grand transatlantique courait dans la brume, lorsqu'il fut heurté par un voilier, qui descendait du nord, et pris en flanc au travers des machines, les tôles minces du steamer cédèrent à la guibre du *Cromartyshire*, et le brick continua sa bordée, pendant que le paquebot, frappé à mort, s'effondrait dans une mer grise et huileuse. Nous ne voulons retenir du sinistre de la *Bourgogne* que la rencontre toujours menaçante de deux navires, et non cette conséquence illogique que le gros succombe sous l'effort du petit. Le danger demeure généralement pour le faible, bateau-pilote, barque de pêche ou petit long-courrier, que sa navigation conduit lentement sur une mer fréquentée, ou même qui fait bouchon sur ces tristes étendues du nord; plus menaçante pour lui que le cyclone atmosphérique est la grande malle, dont les 20000^{tx} de déplacement lancés par 30000^{chx} ne pardonnent pas à qui ils touchent; le fastueux paquebot dont l'éclat des fêtes surgissant en coup de vent sur les bancs de pêche, crée le plus grand contraste du luxe et de la misère. Les sirènes, dira-t-on?... Les sirènes s'entendent par temps clair, mais la brume les entortille de son coton, qui *croche* à elles comme aux cordages, qui éteint leur son et, pire, le rend indistinct. Nous vîmes, lors d'une rentrée en Manche, étant stoppés pour prendre le pilote, celui-ci, qui entendait notre sirène, tourner cependant plusieurs fois autour de nous avant de nous accoster; la brume fait écho de partout. Que ne dit-on pas? que ces navires redoutables, nommons-les, si vous le voulez bien, des *abordeurs*, devraient être précédés par des torpilles, auxquelles ils fourniraient, par des conducteurs, la force motrice d'une vitesse considérable, et qui, par suite, *tendraient leurs traits*. L'instrument fût-il pratique, la torpille ne serait jamais qu'à 1000^{m} du bord, tout au plus : à la grande rigueur elle avertirait à temps de la présence d'un iceberg dressé comme un mur; elle ne saurait prévenir que d'un navire *droit devant*, et comme alors les vitesses s'ajouteraient, il serait tard pour manœuvrer.

Tout à l'heure nous comparions les grands *abordeurs* à des cyclones : en fait, nous voulons que les petits manœuvrent bien pour les éviter, comme ils fuiraient les cyclones, c'est-à-dire qu'ils en passent très loin.

Le cyclone s'annonce par des dépressions et des évolutions de la brise; qu'on oblige les *abordeurs* à prévenir de même autour d'eux par des décharges électriques. Déjà, au début de cet article, nous demandions au *sans fil* qu'il

---

arrivé hier à Liverpool, et qui apporte les exemplaires du premier journal rédigé au milieu de l'Atlantique, apprenaient il y a peu de jours que la télégraphie sans fil les reliait au transatlantique le *Munisefouka*, qui naviguait à une distance d'environ 110^{km}. Il faut supposer qu'ils s'ennuyaient alors, car ils chargèrent l'opérateur de l'appareil Marconi de demander s'il se trouvait des joueurs d'échecs à bord du *Munisefouka*. La réponse ne se fit pas attendre, elle fut affirmative. La partie s'engagea donc entre les voyageurs des deux vapeurs. Après sept heures d'efforts et de savantes combinaisons, les joueurs de l'*Etruria* s'avouèrent vaincus. »

fût le parfait pigeon; nous voulons au surplus qu'il soit la parfaite sirène, la sirène qui s'entend à 100 milles. Et, nous dit l'amiral Bradfort, la transmission des ondes herziennes aériennes est singulièrement facilitée par le brouillard.

Et, maintenant, la manœuvre du faible qui craint l'abordeur sera la suivante : ses montres étant soigneusement réglées, il notera avec précision les instants où il recevra des impressions, et comme l'entente internationale ne fera parler à une certaine heure que les navires qui courront une certaine route, le petit bâtiment aura déjà, avant d'avoir pu lire une seule dépêche, une indication sur les routes suivies par ses voisins dangereux; ces appareils lui donneront encore une impression du rapprochement, jusqu'à ce qu'une interprétation sûre lui pose sur sa propre carte un premier point de l'ennemi qu'il doit fuir.

Dès lors, les positions successives de l'abordeur s'échelonneront sur la carte du fugitif, que son capitaine guidera pour le faire passer à bonne distance du danger. Quel marin oserait tracer sa route pour ne passer qu'à 10 milles d'un récif invisible, alors qu'au milieu de l'Océan son estime lui inspire médiocre confiance? Vis-à-vis du danger mobile, il faudra être doublement circonspect, puisque les deux erreurs de point pourront s'ajouter. Mettre franchement le droit du côté le plus fort est le seul moyen que la loi ne soit jamais violée.

Une installation complète de télégraphie sans fil, émetteur et récepteur, coûte à Berlin ou à Paris 7500^{fr}; à Londres chez Marconi 5000^{fr} seulement, mais l'inventeur se réserve un droit de 2500^{fr} par an pendant 15 ans. Les grands courriers feraient aisément les frais d'installation d'un poste de télégraphie, quitte a majorer d'une somme insignifiante la location de leurs cabines; et, de même, les armateurs de grands cargos n'hésiteraient pas à assurer leurs marchandises contre les risques d'abordage par une dépense relativement minime.

Quant aux petits bâtiments, qui sont les pauvres de la mer, ils auraient peu à débourser; ils ne posséderaient ni dynamo, ni batteries d'accumulateurs, ni bobine de transformation, mais une simple antenne et une boîte de réception; les appareils se multipliant, ce petit bagage ne coûterait pas plus qu'un compas et un bon chronomètre. Et qu'on n'objecte pas la peine qu'il en coûterait pour veiller les dépêches, puisqu'une sonnerie, attelée sur le cohéreur, se chargerait de donner la première alerte.

Aujourd'hui, nous avons parlé télégraphie sans fil; dans des ordres d'idées différents, des progrès latents restent inemployés par manque d'entente. L'honneur du nouveau siècle sera d'unir tous les efforts intelligents pour la lutte contre les fléaux, pour la fortune de la civilisation. Déjà les Académies des Sciences de tous les pays sont syndiquées. Que les savants du monde parlent en maîtres, que l'armée civilisée soit une, pour ne combattre jamais que les perturbateurs de l'ordre et les ennemis du progrès.

APPLICATIONS DE L'ACÉTYLÈNE

A L'ÉCLAIRAGE

DES PHARES ET DES BOUÉES,

PAR M. ARMAND JANET,
Ancien Ingénieur de la Marine.

La blancheur de l'éclat de la flamme de l'acétylène, telle qu'elle s'obtient au moyen des brûleurs en stéatite, a fait croire pendant quelque temps qu'il n'y aurait pas grand intérêt à appliquer à ce gaz les procédés de l'éclairage à incandescence au moyen de manchons genre Auer.

Il est exact que, pour l'éclairage domestique, les brûleurs ordinaires donnent facilement un pouvoir éclairant, dont on se contentera le plus souvent, mais s'il s'agit d'augmenter l'éclat d'un foyer de dimensions restreintes, de réaliser aussi près que possible d'un point mathématique la production de plusieurs centaines de bougies, il deviendrait impossible de résoudre ce problème en juxtaposant simplement des flammes du type ordinaire, et la pratique n'a pas réalisé jusqu'à ce jour des brûleurs stéatite donnant des flammes de très grande puissance; 60 bougies est le maximum pratique.

C'est alors qu'il faut recourir à l'incandescence au moyen des manchons.

Ce sont les résultats obtenus dans cet ordre d'idées avec les brûleurs dits *Sirius*, par la Compagnie française de l'Acétylène dissous, que j'ai l'honneur de présenter à l'Association Technique Maritime.

Il y avait à vaincre deux difficultés primordiales: tout d'abord il fallait réaliser un brûleur genre Bunsen utilisant l'acétylène au lieu de gaz ordinaire. Il fallait ensuite assurer aux manchons une durée suffisante, pour que le procédé fût réellement économique.

Si l'on se borne à modifier les proportions d'un Bunsen, de manière que les proportions du mélange gazeux soient celles qui conviennent à la combustion de l'acétylène, au lieu de celles qui conviennent pour le gaz ordinaire, on n'obtiendra rien : une allumette présentée à l'orifice de l'appa-

reil provoquera non pas une inflammation simple, mais bien une petite explosion; la flamme disparaîtra en rentrant dans l'appareil, et viendra se fixer sur l'orifice du jet d'acétylène pur. Cela tient à ce que la vitesse de propagation de la flamme dans le mélange est supérieure à la vitesse de sortie du mélange.

On évite cet inconvénient en proportionnant l'injection du Bunsen, de façon à avoir un mélange insuffisamment riche en air, dans lequel la vitesse de propagation de la flamme sera notablement diminuée; on arrive ainsi à obtenir une flamme stable à la sortie de l'appareil. Mais cette flamme n'est pas assez chaude pour donner une incandescence suffisante avec les manchons.

Au lieu donc de l'utiliser tel quel, nous envoyons ce mélange gazeux par un faisceau de tubes parallèles dans un ajutage conique, où il provoque une nouvelle aspiration d'air en quantité suffisante pour réaliser la proportion nécessaire au résultat optimum; c'est à l'orifice de cet ajutage, dans le plan même de l'extrémité du faisceau de tubes, que se fait l'inflammation, et la flamme ainsi obtenue est parfaitement stable. Elle ne peut, en effet, ni s'écarter vers l'aval à cause de sa vitesse de propagation, ni aller vers l'amont, puisqu'il n'y a dans cette région que de l'air pur autour des tubes, ou un mélange trop pauvre dans les tubes eux-mêmes.

La question des manchons était plus complexe : l'intérêt qu'il y a, comme nous le verrons, à augmenter la pression de sortie de l'acétylène imposait une solidité supérieure à ce que l'on trouve dans le commerce pour l'incandescence par le gaz. Cette solidité a été obtenue grâce à l'emploi de tissus de choix, et à divers tours de main dans la fabrication des manchons, que la Compagnie a dû entreprendre elle-même. Mais les manchons se brisaient néanmoins dans les circonstances singulières suivantes :

Un manchon neuf, installé sur un brûleur Sirius, fonctionne parfaitement sous toutes les pressions jusqu'à 2^m d'eau. 1 heure, 2 heures, 10 heures, 1 jour, 2 jours, 3 jours se passent, le fonctionnement est toujours bon. Éteignons la flamme, puis rallumons-la; le manchon se déchire en fragments.

Voici la cause de ce phénomène. Le carbure de calcium commercial contient toujours un peu de phosphure de calcium, qui, au contact de l'eau du générateur d'acétylène, donne de l'hydrogène phosphoré. Celui-ci brûle dans la flamme en produisant de l'acide phosphorique.

Mais la température qui règne dans le manchon est supérieure à la température de dissociation des phosphates : l'acide phosphorique se dépose donc simplement sur le manchon, sans pouvoir se combiner aux oxydes qui le constituent.

Seulement, quand on éteindra la flamme, le manchon se refroidissant, la combinaison, devenue possible, s'accomplira, et l'on aura des phosphates partout où l'acide phosphorique se sera déposé. Au rallumage ces phosphates atteindront leur point de fusion avant leur point de dissociation, et cette fusion provoque la ruine du manchon.

Le seul remède à cela consiste dans l'épuration préalable de l'acétylène. Rien n'est plus facile que de disposer à la sortie du générateur un épurateur, dans lequel le phosphore est fixé par des agents convenables; ce sont les oxydants à base chromique qui vous donnent les meilleurs résultats. Depuis leur emploi nous n'avons plus jamais eu de mécompte.

Les résultats obtenus avec les becs Sirius sont les suivants (en bougies) :

	Pression de			
Diamètre du bec.	15cm.	30cm.	1m.	2m.
mm				
20	70	110	200	280
26	130	205	360	500
30	230	365	650	900
40	355	570	950	1350
55	»	1000	1800	»
60	»	1150	2100	»
85	»	2000	3500	»

Des expériences de fonctionnement prolongé pour ces appareils ont lieu par les soins du Service des Phares, en France, en Italie et en Russie.

Dans ce dernier pays on met également en pratique, pour des bouées lumineuses et des appareils d'éclairage permanent difficilement accessibles, l'acétylène dissous. L'acétylène peut en effet se dissoudre dans l'acétone à raison de 25vol de gaz pour 1vol de liquide sous la pression ordinaire. Ce coefficient se maintient quand la pression augmente, et la dissolution ainsi obtenue ne présente plus le caractère endothermique du gaz acétylène, à moins qu'on ne fasse monter la pression de saturation bien au delà des limites d'emploi pratique.

La sécurité due à ce mode d'emploi est encore augmentée, quand on emmagasine cette dissolution dans des corps poreux convenables. On obtient ainsi des récipients absolument inexplosibles, dans lesquels l'acétylène résiste à tous les moyens d'inflammation : fils métalliques incandescents, étincelles électriques, fulmicoton, amorce de fulminate de mercure, jet d'acétylène explosant sortant d'un autre réservoir, etc... De pareils réservoirs, chargés sous la pression de 10kg, contiennent, par litre, 100l d'acétylène disponible. Ainsi une bouée munie d'un réservoir de 100l disposera de 10m³ d'acétylène, soit une capacité d'éclairage de plus de 13 000 bougies-heures avec des brûleurs stéatite.

Ces brûleurs avec l'acétylène épuré fonctionnent un mois et demi sans encrassement.

COMPTE RENDU

D'UN

VOYAGE D'ÉTUDES DANS LA GRANDE-BRETAGNE,

PAR M. ALEX. BASSETTI,

Ingénieur civil des Constructions navales,
Titulaire d'une bourse de voyage (Fondation Canet).

AVRIL-MAI 1903.

I. — État actuel des Constructions navales dans la Grande-Bretagne.

RÉGIONS VISITÉES.

Les principaux centres de la Grande-Bretagne, pour l'industrie des constructions navales, sont : le bassin de la Tyne, depuis Newcastle jusqu'à North Shields, ville située à l'embouchure du fleuve; le bassin de la Wear, qui comprend la ville de Sunderland avec sa banlieue; le bassin de la Clyde, depuis Glasgow jusqu'à la mer; et enfin le bassin de la Tamise; mais ce dernier centre est beaucoup moins important que les trois précédents.

J'ai parcouru successivement ces diverses régions, et dans chacune d'elles j'ai visité les principaux chantiers de constructions navales; on trouvera ci-après la description détaillée de ces établissements, mais comme ils ont entre eux une très grande analogie, j'essaierai d'abord de donner une idée d'ensemble de l'état actuel de l'industrie des constructions navales dans la Grande-Bretagne.

1° *Bassin de la Tyne.* — On peut facilement se rendre compte de l'énorme importance des chantiers de cette région, en descendant la Tyne en bateau

depuis Newcastle jusqu'à North Shields; sur les deux rives du fleuve c'est une succession ininterrompue de chantiers, d'ateliers pour la construction des machines et chaudières et d'établissements métallurgiques.

Les chantiers, d'importances diverses, sont tous amplement pourvus de travaux; les plus petits n'ont pas moins de deux ou trois grands navires sur cales ou en achèvement à flot, et les plus importants en ont jusqu'à sept ou huit.

Certains de ces établissements construisent des navires de guerre, mais la plupart d'entre eux travaillent exclusivement pour la marine de commerce.

En outre, certains chantiers ne s'occupent que de réparations; ils disposent d'un outillage puissant pour la mise à sec des navires, et sont toujours largement alimentés par les nombreux bâtiments qui fréquentent la Tyne. Ce fleuve, avec les bassins qui y débouchent, constitue, en effet, un port de toute première importance, qui s'étend sur plus de 15^{km} de longueur, depuis la mer jusqu'en amont de Newcastle.

L'exportation du charbon y atteint des proportions colossales; au niveau des berges, très escarpées, sont installées de nombreuses estacades surplombant le fleuve; du haut de ces estacades les wagons de charbon se déversent directement dans les navires, qui sont chargés ainsi en quelques heures.

2° *Bassin de la Wear.* — La Wear constitue le port de Sunderland; quoique ce fleuve soit beaucoup moins large que la Seine à Paris, plusieurs chantiers importants sont installés sur ses deux rives; les navires y sont lancés obliquement, et arrêtés dès qu'ils flottent par des appareils de retenue très puissants.

Ces chantiers construisent tout spécialement les navires de commerce, et principalement les cargo-boats; de nombreux bâtiments sont actuellement en cours de construction.

3° *Bassin de la Clyde.* — Le bassin de la Clyde, que j'ai trouvé moins pourvu de travaux que la Tyne et la Wear, comprend aussi un grand nombre d'établissements de constructions navales, dont plusieurs très importants.

Chaque chantier a en général une spécialité dont il ne sort que rarement; certaines maisons ne construisent que des navires de guerre, d'autres que des paquebots rapides, d'autres que des yachts; la construction des cargo-boats n'a ici qu'un rôle assez secondaire.

Ces établissements construisent aussi beaucoup de steamers à roues pour le service des passagers sur la Clyde, et entre les nombreuses îles qui encombrent son estuaire.

J'ai eu l'occasion de faire une traversée de quelques heures sur un de ces paquebots, l'*Isle of Bute*, qui offre la particularité, très rare, d'avoir une machine monocylindrique.

L'arbre, sur lequel sont clavetées les deux roues, a dans l'axe du navire une

manivelle unique, le cylindre placé à l'arrière de cet arbre est incliné d'environ 30° sur l'horizontale; la bielle est très longue. Le parquet de manœuvre de la machine, établi au-dessus du cylindre, est disposé de telle façon que le mécanicien a tout le temps sous les yeux la manivelle.

Comme cette machine ne tourne pas vite (25 tours à la minute), le mécanicien a toujours soin de l'arrêter de façon que la bielle et la manivelle soient sensiblement à angle droit.

Le départ se fait ensuite, soit en avant, soit en arrière (suivant les exigences de la navigation), sans aucune difficulté.

J'ai vu plusieurs fois exécuter cette manœuvre, et toujours la machine est partie avec la plus grande facilité.

Un des inconvénients de ce dispositif est de donner un léger choc à bord à chaque tour de manivelle.

4° *Bassin de la Tamise.* — Les chantiers de cette région sont peu nombreux, et en outre ils n'ont pas beaucoup de travaux actuellement.

Je n'y ai vu en construction que des destroyers et des bâtiments à faible tirant d'eau pour rivières peu profondes.

MODES DE CONSTRUCTION ACTUELLEMENT USITÉS.

Tous les bâtiments actuellement en construction, ont, dans chaque espèce, une grande analogie les uns avec les autres.

Coques. — Toutes les coques des paquebots et des cargos, que j'ai vus sur cale ou en achèvement à flot, ont leur bordé disposé à clin dans tous les sens, aussi bien pour les côtés des tôles que pour les abouts.

En ce qui concerne les côtés des tôles, tantôt le système à double clin est adopté, et tantôt la tôle de recouvrement est épaulée pour venir couvrir la tôle de placage; dans ce dernier système toutes les tôles sont sensiblement dans un même plan, la coque a alors l'aspect d'une coque bordée à franc-bord, où l'on aurait placé les couvre-joints longitudinaux à l'extérieur.

Pour les abouts des tôles, le joint est fait à clin simple, la tôle de l'avant recouvrant celle qui vient ensuite.

Ce dispositif est actuellement très en vogue en Angleterre; il est non seulement d'un prix de revient moins élevé que le dispositif à franc-bord, mais encore on lui a reconnu de réels avantages pour la bonne conservation des coques.

Les tôles, au lieu d'être rabotées, sont simplement taillées en biseau par une machine spéciale, ce qui est d'une exécution plus simple.

En ce qui concerne la bonne conservation des coques, voici ce qui a été constaté : dans un joint à franc-bord, il arrive souvent, quand le navire se délie après un certain temps de navigation, que les deux tôles s'écartent un

peu, et que l'eau pénétrant dans la fente y produit une corrosion qui peut être grave à la longue. Dans un assemblage à clin bien fait, il n'y a rien de semblable à craindre; les deux tôles sont assemblées à écart long, et n'ont pas de tendance à s'écarter l'une de l'autre. Au point de vue de l'œil ces coques de navires, qui semblent être recouvertes d'écailles, sont assez laides. Au point de vue de la résistance à la marche, les ingénieurs anglais n'attachent aucune importance à cette discontinuité de la carène; cependant on a toujours soin, comme je le disais plus haut, que ce soit la tôle la plus en avant qui recouvre la suivante.

Les ponts sont également bordés à clin dans tous les sens, et comme généralement ils ne sont pas doublés en bois, la marche n'y est pas commode.

Les grands paquebots que j'ai vus en construction ont généralement deux hélices avec des arrières en croix; ce dispositif, qui permet l'accès facile des lignes d'arbres dans toute leur longueur, est préféré aux arrières ordinaires, quoiqu'il augmente un peu la surface de la carène.

Pour la constitution des membrures des navires de commerce, les chantiers de la Grande-Bretagne emploient souvent des cornières à boudin de très grandes dimensions.

Les paquebots ont presque tous des quilles de roulis, mais ce sont des quilles assez courtes, ayant à peine un tiers de la longueur du navire.

Les étambots sont généralement en acier moulé, ce sont de très belles pièces d'une exécution irréprochable.

En ce qui concerne les cargo-boats, il y a lieu de remarquer, qu'à peu d'exceptions près, tous ceux que j'ai vus en construction étaient de très grands bâtiments. Ils sont souvent aménagés pour un service spécial, dont ils ne doivent pas sortir normalement : transport de charbon, de minerais, de pétrole, de viandes congelées, etc. L'outillage pour l'embarquement et le débarquement du fret est toujours très puissant à bord de ces navires.

Les bâtiments de guerre sont très analogues aux nôtres, tout l'ensemble de la construction ne diffère que très peu des bâtiments français; il y a cependant lieu de signaler sur les croiseurs des quilles de roulis très développées. Tous les nouveaux croiseurs anglais ont trois écubiers, dont un à babord, et deux à tribord; trois ancres identiques avec trois câbles-chaînes correspondent à ces trois écubiers.

Appareils évaporatoires. — Pour la marine de commerce la seule chaudière usitée, à l'exclusion de toute autre, est la chaudière cylindrique; cette chaudière est généralement à trois foyers.

Presque tous les chantiers que j'ai visités ont des ateliers pour la fabrication de ces chaudières, qui sont, en général, d'une construction très soignée. Souvent on y adapte des dispositifs de tirage activé.

Pour les navires de guerre, la chaudière la plus en vogue actuellement, dans la Marine Britannique, est la chaudière Babcock-Wilcox; cependant, il

y a lieu de remarquer que tous les bâtiments actuellement en construction pour l'Amirauté n'ont qu'une fraction de leur appareil évaporatoire formée de chaudières à tubes d'eau, le reste de la puissance est fourni par des chaudières cylindriques. Enfin, pour les destroyers et les torpilleurs, on ne construit exclusivement que des chaudières à petits tubes : chaudières Yarrow, chaudières Thornycroft, etc.

Appareils moteurs. — Toutes les machines destinées à la Marine de commerce que j'ai vues, soit en cours de construction, soit en cours de montage à bord, sont du même type. Ce sont des machines à triple expansion et à trois cylindres placés les uns à la suite des autres; ces cylindres sont portés par des bâtis en λ, qui portent aussi les glissières, qui sont doubles. Ces machines sont d'une construction beaucoup moins soignée que les machines Françaises, mais elles paraissent très robustes, la solidité des pièces semble plutôt exagérée.

Les machines destinées à la Marine militaire sont plus soignées, mais cependant elles sont, en général, d'une construction inférieure aux machines similaires construites en France. Les machines de destroyers, d'une construction très légère, sont généralement à triple expansion et à quatre cylindres. Enfin, l'emploi des turbines à vapeur, à bord des bâtiments rapides, suit une marche ascendante.

DESCRIPTION SOMMAIRE D'UN CHANTIER.

Les deux principales caractéristiques d'un chantier Britannique sont : un outillage très perfectionné, et l'absence complète de toute installation superflue. Des machines-outils puissantes, des grues, des voies ferrées, des locomotives assurent une mise en œuvre et un transport rapide des matériaux de construction; mais c'est à peu près là que s'arrêtent les dépenses d'installation d'un chantier; les ateliers ne sont, en général, que des hangars en bois, les murs d'enceinte des palissades en planches, etc. Cette utilisation intelligente du capital engagé doit certainement être pour quelque chose dans le bas prix de revient des navires construits par la Grande-Bretagne.

Cales de construction. — Les cales ont toujours une pente très faible, ce qui simplifie beaucoup leur construction; dans certains établissements, la pente adoptée est de $\frac{1}{2}$ pouce par pied, c'est-à-dire une pente de $\frac{1}{24}$. Il en résulte que l'on ne voit nulle part les grandes cales en maçonnerie des chantiers Français; aussi bien dans le bassin de la Tyne, que dans ceux de la Wear et de la Clyde, les cales sont au ras du sol, où les corps morts sont simplement enfoncés. En effet, dans aucun chantier, les cales n'ont des revêtements en pierre de taille.

A l'exception d'un seul établissement (la maison Swan and Hunter de

Wallsend), je n'ai vu nulle part des cales couvertes avec ponts roulants; seules les cales destinées à la construction des yachts reçoivent une légère toiture en bois.

Malgré la faible pente des cales, les lancements se font toujours sans difficulté, paraît-il, sauf en plein hiver, lorsque le savon et la graisse gèlent, mais dans ce cas spécial, il n'est pas certain qu'une plus forte pente assurerait le départ du navire.

Aux abords des cales sont établis des mâts de charge qui servent à la manœuvre des pièces durant le montage des navires; ces appareils, constitués par un mât vertical et par une corne articulée à environ 20^{m} du sol, sont très utiles; il y en a six à huit par cale. Ils sont desservis soit par un treuil électrique ou à vapeur, soit par un palan hydraulique.

L'accorage des navires est fait d'une façon différente de celle employée sur les chantiers français; sur la cale, tout autour de l'espace occupé par le bâtiment sont plantés un grand nombre de mâts verticaux; en réalité, dans le sens de la longueur de la cale, chaque mât est double, et constitué par deux poutres parallèles réunies de place en place par des tasseaux; en outre, des trous sont percés dans ces poutres à des intervalles assez rapprochés.

Pour faire l'accorage du navire, il suffit d'engager des poutrelles horizontales entre les deux poutres parallèles; chaque poutrelle s'appuie par une extrémité au navire, et est fixée au mât par une broche en fer.

Pour lancer le navire il suffit d'enlever toutes les poutrelles.

Ateliers et outillage. — Les ateliers sont, à peu d'exceptions près, de simples constructions en charpente et en planches, qui ne présentent absolument rien de remarquable. L'outillage, comme il est dit ci-dessus, est toujours puissant et perfectionné; j'ai vu un certain nombre de machines-outils d'importation Américaine. Parmi ces machines, plusieurs étaient destinées au travail du bois; elles fonctionnaient dans les ateliers de menuiserie et d'ébénisterie de plusieurs chantiers que j'ai visités; car, en général, les maisons qui construisent des paquebots, ou des yachts, ont de vastes ateliers pour la fabrication des meubles et aménagements destinés à ces bâtiments.

OUTILLAGE PNEUMATIQUE.

La plupart des chantiers emploient des outils pneumatiques de provenance Américaine.

Cependant, il ne faudrait pas croire que ces outils soient employés à l'exclusion de tous autres; à l'exception de la maison W. Denny et Cie, de Dumbarton, qui en a en fonctionnement un très grand nombre, les autres chantiers ne s'en servent que modérément.

Un ingénieur de la maison Swan and Hunter, de Wallsend-on-Tyne, me disait qu'après en avoir essayé cette maison avait dû y renoncer en partie à

cause du mauvais vouloir des ouvriers; ceux-ci, en effet, dans la crainte de voir s'abaisser les salaires, s'arrangeaient pour ne pas faire plus de besogne, en une journée, avec les outils pneumatiques qu'avec les outils ordinaires.

Il paraît d'ailleurs qu'on a reconnu qu'en Angleterre cet outillage a beaucoup moins de raison d'être qu'en Amérique; dans ce dernier pays, les hauts salaires des ouvriers, et le manque d'habileté de ceux-ci, surtout en ce qui concerne le rivetage, donnent un grand avantage aux outils pneumatiques. En Angleterre, ces raisons n'existent pas, les salaires n'ont rien d'exagéré, et, en outre, dans les grands centres, comme la Tyne et la Clyde, on a toujours autant de bons ouvriers qu'on le désire.

Si l'on fait abstraction de ces considérations d'ordre économique, qui sont d'ailleurs éminemment variables, les outils pneumatiques sont réellement très supérieurs aux outils ordinaires; ils fonctionnent bien, sont d'un maniement aisé, et semblent d'une construction robuste.

Marteau à main. — Celui de ces outils que j'ai vu le plus employé est le marteau à main Boyer.

Ce marteau, dont on voit la coupe ci-après, se compose d'un cylindre en acier A; à l'arrière du cylindre est vissée une culasse B solidaire d'un manche recourbé, dans lequel est ménagé le conduit d'arrivée d'air C; à l'extrémité de ce conduit, en D, on visse à l'aide d'un raccord le tuyau d'arrivée d'air.

Une gachette E fait saillie sur le manche; si l'ouvrier qui tient ce manche de la main droite, appuie la paume de sa main sur cette gachette, le petit tiroir cylindrique qu'elle commande s'abaisse, l'air comprimé pénètre dans le marteau, et l'appareil se met en marche.

Dans l'intérieur du cylindre, un piston F, constitué par une robuste pièce cylindrique en acier, se déplace rapidement, et, à chaque bout de course, vient frapper sur l'extrémité G de l'outil, qui est emmanché à frottement doux dans le cylindre; cet emmanchement est tantôt cylindrique et tantôt à six pans.

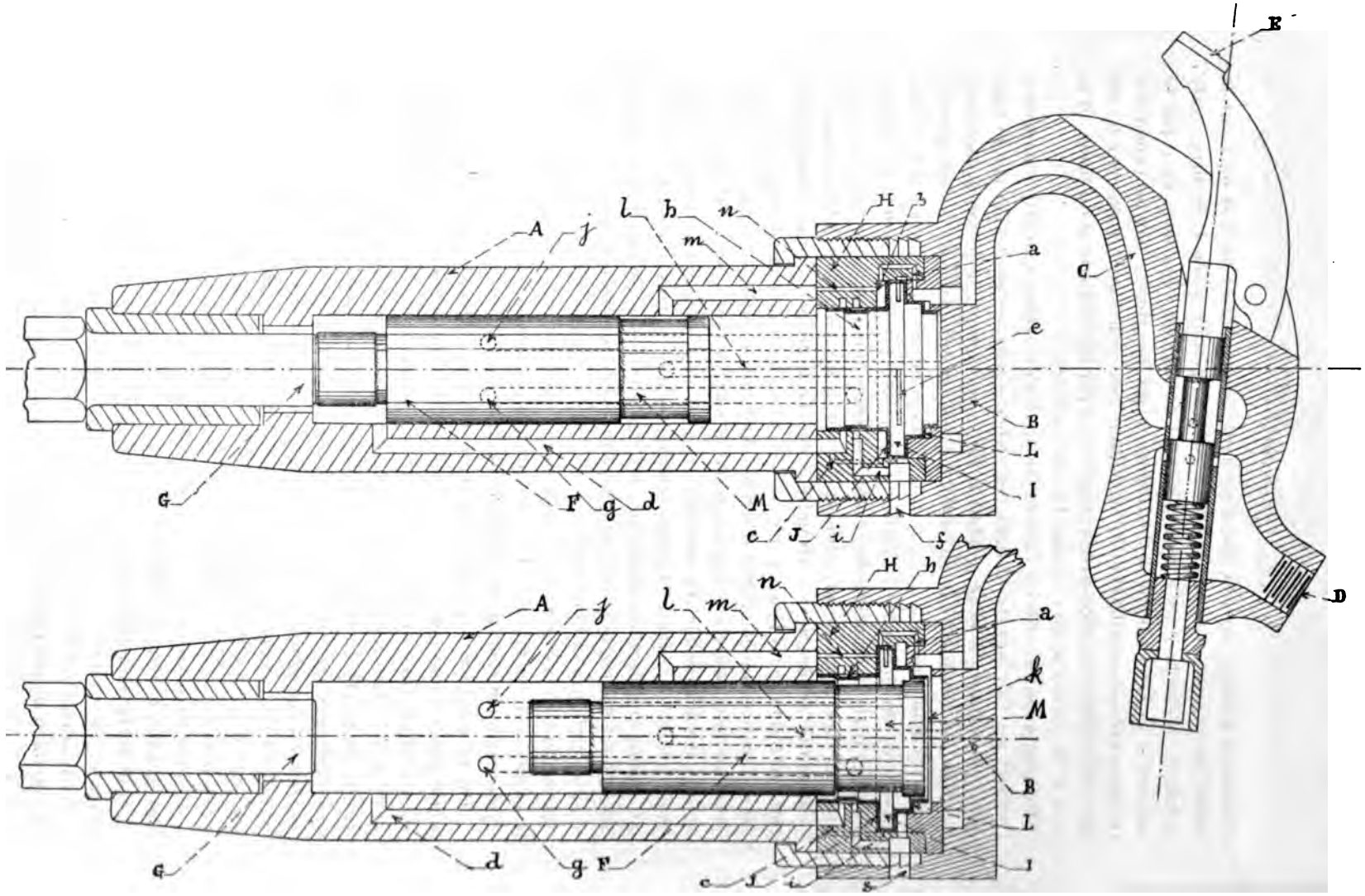
Dans le marteau Boyer du plus grand modèle, la course du piston est de 127^{mm}, et il frappe 1800 coups par minute sur l'outil. Dans la culasse B du marteau est emmanchée la boîte à tiroir H, et dans cette boîte glisse le tiroir I; ce tiroir, qui est représenté dans sa position extrême arrière sur la figure 1, et dans sa position extrême avant sur la figure 2, est une pièce cylindrique évidée en acier. (Ce tiroir qui est très mince est représenté par des hachures croisées dans les deux coupes ci-après.)

Le déplacement automatique du tiroir s'obtient par l'air comprimé lui-même; à cet effet, ce tiroir a en J et en L deux surfaces annulaires formant pistons, suivant que l'air agit sur l'une ou l'autre de ces surfaces, le tiroir se déplace dans un sens ou dans l'autre.

Si l'on suppose d'abord que l'appareil est dans la position représentée sur la figure 1, c'est-à-dire le piston au bout de course avant, et le tiroir au bout

Fig. 1.

Fig. 2.



de course arrière, on voit que l'air agit simultanément en J et en L sur le tiroir; mais comme la surface en J est plus grande qu'en L, le tiroir reste immobile à son bout de course arrière. L'air qui est venu de C en *b* par le conduit *a* se rend ensuite à l'extrémité avant du cylindre par les conduits *c* (représenté en pointillés) et *d*; or, comme l'extrémité arrière du cylindre est mise en communication avec l'atmosphère par les lumières *e* du tiroir, et le trou *f*, le piston se met en marche vers l'arrière.

Un peu avant d'arriver à l'extrémité arrière du cylindre, le piston découvre l'orifice *g*; l'air pénétrant dans cet orifice s'échappe au dehors par le conduit *g*, la rainure *h* et le conduit *i*. En même temps, le piston a découvert l'orifice du conduit *j*; il en résulte que l'air qui était en *b*, s'échappe au dehors par les conduits *j*, *g*, *h* et *i*. Si les conduits *a* et *j* avaient le même diamètre, en découvrant l'orifice *j*, le piston produirait une fuite, et rien d'autre; mais le diamètre de *j* étant beaucoup plus grand que celui de *a*, il se produit une chute de pression en *b*, et le tiroir poussé en L se déplace de l'extrémité arrière vers l'extrémité avant. Le tiroir arrive donc dans la position indiquée sur la figure 2, c'est-à-dire à son bout de course avant; il ferme alors l'orifice du conduit *a* d'arrivée d'air, et, en même temps, son extrémité arrière, dépassant le portage de la boîte à tiroir, laisse pénétrer l'air (par l'espace annulaire *k*) sur la face arrière du piston, qui se trouve violemment projeté en avant. En même temps, l'air qui est dans le cylindre en avant du piston s'échappe au dehors par les conduits *d* et *i*. Un peu avant d'arriver à son bout de course avant, le piston (qui est creusé d'une rainure M *ad hoc*) met en communication l'extrémité arrière du cylindre avec la chambre *b* par les conduits *l*, *m* et *n*; il en résulte que le tiroir est repoussé en arrière dans la position de la figure 1. A ce moment le piston vient frapper l'outil, et le cycle des opérations décrites ci-dessus recommence.

J'ai vu employer ces marteaux pour divers usages; les ateliers de chaudronnerie s'en servent pour mater les joints et buriner les tôles; dans les ateliers de machines, on s'en sert pour ébarber et buriner les pièces en acier moulé et en fonte; dans les fonderies, on emploie le plus petit modèle pour débarrasser les pièces du sable qui y adhère après démoulage. On se sert aussi de ces marteaux pour dudgeonner les tubes de chaudières; enfin, à bord des navires en construction, on les emploie au matage et au burinage des tôles, et aussi parfois au rivetage des petits rivets; mais, en général, ces marteaux ne sont pas employés pour ce dernier usage, on leur préfère les riveuses pneumatiques ou hydrauliques, dont l'action est beaucoup plus régulière.

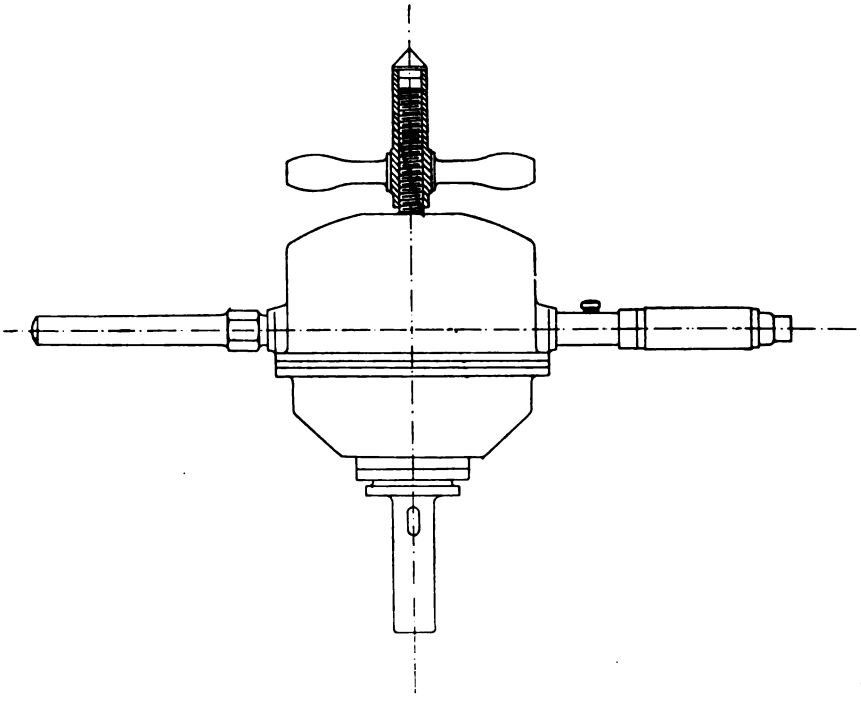
Les ouvriers qui se servent des marteaux pneumatiques ont généralement des gants en cuir; ils tiennent le marteau de la main droite, et dirigent l'outil de la main gauche. La consommation d'air est d'environ 600^{l} à la minute, cet air étant à la pression atmosphérique; la pression de l'air doit être comprise entre 6^{kg} et 7^{kg} par centimètre carré pour assurer le bon fonctionnement de ces outils. Le marteau Boyer se fait en quatre grandeurs, qui

ne diffèrent que par la longueur de la course du piston; voici les principales caractéristiques de ces outils :

Numéros.	Diamètre du piston.	Course du piston.	Poids de l'appareil.
	mm	mm	kg
0	27	127	5,5
1	27	102	4,5
2	27	76	4,0
3	27	44	3,6

Perceuses pneumatiques. — Après les marteaux à main, les outils pneumatiques que j'ai vus le plus communément employés, sont les perceuses; ces petites perceuses très portatives (il y en a de deux grandeurs, qui pèsent respectivement $18^k,6$ et 21^k) sont usitées fréquemment à bord des navires en construction.

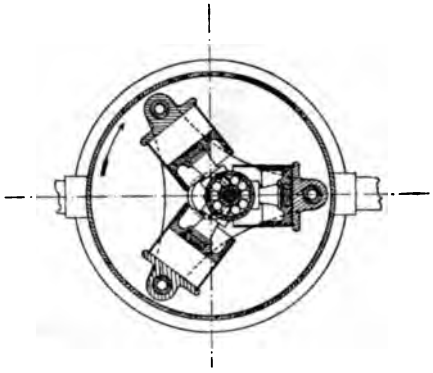
Fig. 3.



Cette perceuse, dont on voit ci-dessus la vue extérieure sur la figure 3, est d'un mécanisme très ingénieux; elle se compose d'une boîte divisée en deux parties par un diaphragme horizontal; dans la partie supérieure, qui est toujours pleine d'air comprimé, se trouve la machine, dont on voit la coupe horizontale sur la figure 4. Cette machine est à trois cylindres calés à 120°, comme dans un moteur de torpille; ces cylindres, ouverts à leur partie inférieure, sont à simple effet et oscillants.

Ce qui fait l'originalité de cette machine, c'est que ce sont les cylindres qui tournent, alors que l'arbre-manivelle est fixe; à cet effet les trois cylindres sont articulés sur deux plaques triangulaires solidaires de l'arbre moteur, qui transmet le mouvement à l'outil par l'intermédiaire d'un engrenage; lorsque les cylindres prennent un mouvement de translation par rapport aux pistons, qui restent à une distance invariable de la manivelle fixe, ils entraînent les deux plaques triangulaires, qui se mettent à tourner ainsi que l'arbre moteur. On peut presque dire que cette machine marche sur le vide; en effet, les cylindres étant d'un côté en communication constante avec la boîte, qui est pleine d'air comprimé, aucun mouvement ne se produirait si l'autre côté des cylindres n'était ouvert alternativement à l'échappement par le jeu de tiroirs *ad hoc;* ces tiroirs, ou plutôt ces robinets, sont placés à l'intérieur des axes

Fig. 4.



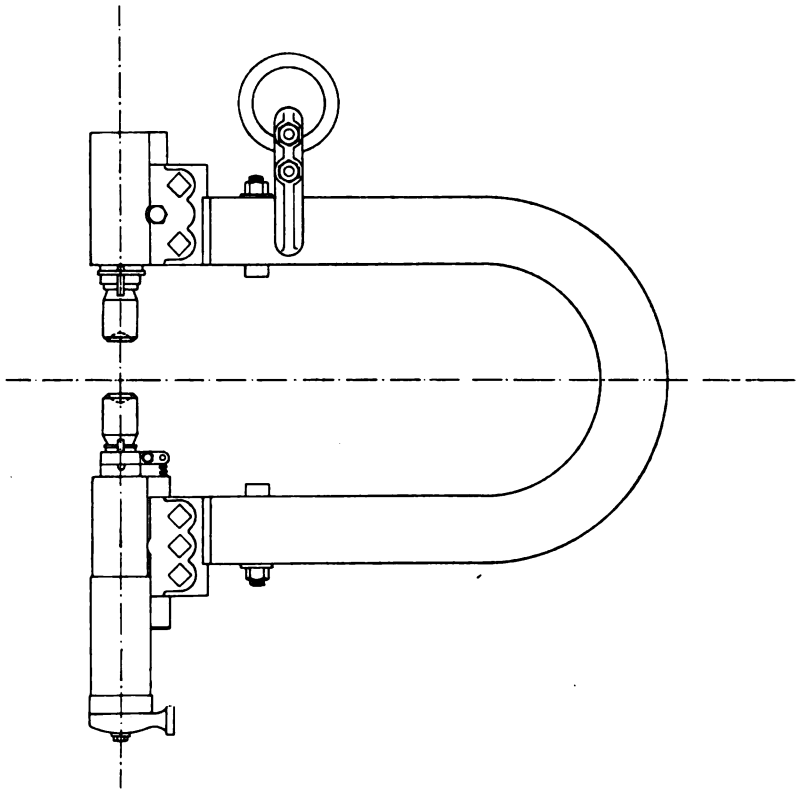
d'oscillation des cylindres. Les cylindres sont en tubes d'acier, afin d'être le plus légers possible; tous les paliers étant montés sur billes, les frottements intérieurs de l'appareil sont très réduits. Sur les côtés de la boîte sont vissés une poignée pour tenir la perceuse, et un régulateur d'admission de l'air, qui permet de faire varier la puissance et la vitesse de rotation de la machine. A la partie supérieure de la boîte est fixée une vis verticale portant un écrou borgne à manettes; cet écrou, qui se termine par une pointe d'acier, permet d'effectuer le serrage de l'outil par arc-boutement, toutes les fois que la chose est possible.

Ces perceuses font de 140 à 300 tours à la minute; la consommation d'air est d'environ 1000^{l} à la minute, cet air étant à la pression atmosphérique. La pression de marche doit être de 6^{k} à 7^{k} comme pour les marteaux.

Rivetage pneumatique. — On effectue parfois les rivetages de faibles diamètres (au-dessous de 17^{mm}) avec le marteau n° 0, le plus puissant des marteaux à main, ou avec un marteau spécial dit *à longue course;* mais en général on se sert de riveuses pneumatiques à col de cygne.

Ces riveuses, dont on voit le croquis ci-dessous, sont constituées par un tube d'acier recourbé en forme d'U, qui porte un organeau pour la manœuvre et la suspension de l'appareil; cet organeau peut se déplacer le long du tube, et être fixé là où on le désire, en serrant deux boulons. A l'une des extrémités du tube est fixé le tas, et à l'autre un marteau pneumatique, qui a la

Fig. 5.



plus grande analogie avec les marteaux à main décrits précédemment. La position de ce marteau à l'extrémité du tube est réglable à volonté, afin d'avoir, pour chaque travail, l'écartement convenable entre le frappeur et le tas. Cet appareil se fait en deux grandeurs, dont voici les caractéristiques :

	Diamètre du piston.	Course du piston.	Poids de la riveuse.	Diamètre maximum des rivets.
Modèle n° 000.....	33^{mm}	127^{mm}	76^{kg}	31^{mm}
Modèle spécial.....	44^{mm}	152^{mm}	94^{kg}	38^{mm}

Si l'on veut faire travailler ces riveuses dans des conditions convenables, il ne faut pas que la pression d'air soit inférieure à 7^{kg}; ces riveuses sont plus économiques que les marteaux à main, beaucoup plus puissantes; elles ont

une consommation peu supérieure à ces derniers; cette consommation est en moyenne de 700^{l} d'air à la pression atmosphérique, par minute; d'ailleurs ce chiffre est variable avec le diamètre des rivets. Lorsque le cadre de ces riveuses atteint de grandes dimensions, il est fait en tôlerie au lieu d'être en tube d'acier.

Compresseurs d'air et tuyautage. — Les compresseurs d'air sont des compresseurs horizontaux, qui n'ont rien de particulier; dans les établissements que j'ai visités, ces machines étaient toujours installées dans la station centrale d'électricité. En général, ces compresseurs sont conduits par des machines à vapeur, cependant j'en ai vu aussi avec des moteurs électriques; dans ce dernier cas, une forte réduction de vitesse est obtenue entre le moteur et l'arbre-manivelles de la pompe, à l'aide d'un engrenage. Près du compresseur, est installé un réservoir en tôle d'environ 2$^{m^3}$ de capacité; c'est de ce réservoir que part tout le tuyautage de distribution d'air dans les ateliers et sur les cales de construction. Cette canalisation est toujours souterraine; elle porte, partout où cela est nécessaire, des prises d'air terminées par des raccords filetés; à ces raccords on visse les tuyaux d'arrivée d'air aux outils. Ces tuyaux sont toujours en caoutchouc de bonne qualité; fabriqués spécialement pour cet usage, ils peuvent résister, quand ils sont neufs, à une pression de 17^{kg},5 par centimètre carré, c'est-à-dire à deux fois et demie la pression de marche normale. Pour les marteaux et perceuses, ces tuyaux ont en général 20^{mm} de diamètre intérieur; pour les riveuses, ils ont à peu près le double; dans ce dernier cas ils sont entourés d'une spirale de protection en fil de fer. Plusieurs des établissements que j'ai visités emploient pour les outils à main, aussi bien que pour les riveuses, des tuyaux de caoutchouc recouverts d'uue gaîne métallique flexible; cette gaîne est constituée par un nattage peu serré de rubans de tôle mince. Cette gaîne, qui ne gêne en rien la flexibilité du tuyau, augmente beaucoup sa solidité et sa durée.

OUTILLAGE POUR LA MISE A SEC DES NAVIRES.

Alors qu'en France les bassins de carénage sont presque uniquement employés pour la mise à sec des navires, en Angleterre et en Écosse ces bassins sont fréquemment remplacés par des docks flottants ou par des slips. Ces appareils sont beaucoup moins coûteux que les bassins, et ont sur ceux-ci certaines supériorités; la manœuvre pour mettre à sec un navire est généralement plus rapide avec un dock flottant, ou un slip, qu'avec un bassin de carénage; et en outre l'utilisation d'un dock ou d'un slip n'est pratiquement limitée que par sa puissance élévatoire, tandis que souvent un navire est incapable d'entrer dans un bassin, parce qu'il a quelques mètres de trop en longueur ou en largeur. Cette dernière considération a beaucoup d'importance, à l'époque actuelle, étant données la grande diversité des

types de navires, et la tendance continuelle à augmenter les déplacements.

Les slips sont généralement installés en long; presque tous les chantiers que j'ai visités en possèdent au moins un; les docks flottants sont du type normal, composés d'un caisson horizontal et de deux caissons verticaux; d'autres n'ont qu'un caisson horizontal et un caisson vertical. Ce dernier caisson est du côté du rivage, auquel il est relié par des poutres articulées; il y a plusieurs docks de ce dernier type sur la Tyne.

Les bassins de carénage sont généralement moins bien construits que ceux des ports Français; on en voit où le terrain environnant est simplement maintenu par un grand nombre de grosses poutres en bois.

II. — Description des établissements visités.

Les descriptions des divers établissements que j'ai visités sont données dans l'ordre même de mon voyage; on ne trouvera dans ces descriptions que peu de renseignements relatifs anx navires de guerre.

En ce qui concerne les installations des chantiers, je ne signalerai, pour chacun d'eux, que ce qu'il y a de plus remarquable, en laissant de côté ce qui est commun à tous; les particularités de ces installations communes à tous les chantiers de la Grande-Bretagne étant mentionnées dans la première partie de ce compte rendu.

W.-G. ARMSTRONG, WHITWORTH COMPANY LIMITED.

Cette importante maison a été fondée en 1847 par Lord W.-G. Armstrong, qui s'associa en 1897 avec Sir J. Whitworth; elle comprend :

1° A Elswick (faubourg de Newcastle) une usine pour la fabrication des canons, et un chantier pour la construction des navires de guerre; l'usine et le chantier couvrent ensemble une superficie de 29^{ha} en bordure sur la Tyne; la façade sur le fleuve a plus de 1^{km} et demi de longueur.

2° Une usine à Scotswood, en amont de Newcastle; cette usine, ouverte en 1901, couvre une superficie de 13^{ha}, avec une façade de près de 1^{km} sur le fleuve;

3° Un chantier à Walker, en aval de Newcastle, pour la construction des navires de commerce;

4° Une usine métallurgique, près de Manchester, pour la fabrication des plaques de blindage;

5° Une usine à Pozzuoli (Italie).

Le chantier d'Elswick occupe une étroite bande de terrain d'environ 1^{km} de longueur, sur la rive gauche de la Tyne; quoiqu'il soit situé en amont de Newcastle, on peut y achever complètement les navires qu'on y construit,

l'un des ponts de la ville étant un pont tournant, et l'autre (le pont du chemin de fer) étant à environ 40^{m} au-dessus du niveau de l'eau.

Ce chantier a la spécialité des navires de guerre, il comprend deux grandes cales, dont les fondations très solides permettent la construction des plus grands bâtiments; ces cales ne sont pas perpendiculaires au fleuve, mais inclinées vers l'aval pour faciliter les lancements, la Tyne n'ayant environ que 200^{m} de large en cet endroit. Il y a, en outre, huit cales plus petites disposées perpendiculairement au fleuve.

L'atelier des bâtiments en fer est installé dans un long hangar placé immédiatement derrière les cales; il en résulte que les pièces ont très peu de chemin à faire pour aller de l'atelier aux cales et vice-versa.

Tout le chantier est desservi par des locomotives-grues d'un type spécial; ces locomotives, qui sont construites comme les locomotives ordinaires, portent au milieu de leur chaudière une espèce de tourelle, qui sert de support à la grue; ces machines sont, paraît-il, d'un très bon usage.

Travaux en cours d'exécution. — Il y a actuellement en chantier à Elswick :

1° Un croiseur de première classe pour la Marine Britannique, le *Hampshire*, de 10200^{tx} de déplacement; ce bâtiment, qui aura deux hélices, a un arrière très fin, et un avant en forme d'éperon.

La construction de ce navire est très avancée, il est presque complètement bordé, et, si les prévisions sont réalisées, il doit être lancé dans environ deux mois.

Le *Hampshire* a des quilles de roulis de grande dimension, elles ont environ 1^{m} de hauteur, et ont plus des deux tiers de la longueur du navire; comme les formes de la carène sont très acculées, ces quilles sont placées à une certaine hauteur, mais nullement au tournant de la cale, qui n'existe pas, à proprement parler, à cause de l'acculement des formes.

L'armement de ce croiseur comprendra deux canons de 190^{mm} (7,5-in) et dix de 152^{mm}(6-in); j'ai vu des plaques minces de blindage pour les tourelles de ce bâtiment; elles sont fabriquées par la maison Armstrong dans son usine près de Manchester; il y en a de deux qualités, en acier au nickel, et en acier harveyé.

L'appareil évaporatoire du *Hampshire* doit avoir les quatre cinquièmes de sa puissance formée par des chaudières Yarrow, et un cinquième par des chaudières cylindriques; d'ailleurs, tous les nouveaux croiseurs actuellement en construction pour l'Amirauté ont des combinaisons analogues de chaudières : un cinquième de la puissance totale est fourni par des chaudières cylindriques, et le reste de la puissance par des chaudières à tubes d'eau de divers types : Niclausse, Babcock et Wilcox, Yarrow, etc. Les chaudières cylindriques doivent servir pour la navigation courante à vitesse réduite, les chaudières à tubes d'eau ne devant être allumées que dans les cas spéciaux où le navire doit donner toute sa puissance.

2° Un croiseur de troisième classe, également pour la Marine Britannique, l'*Amethyst,* de 3000^{tx} de déplacement. Ce bâtiment est le premier croiseur ayant pour appareil moteur des turbines à vapeur; ces turbines, construites par la Parsons Marine Steam Turbine Company, doivent développer une puissance totale de 9800^{chx}, la pression de marche étant de 21^{kg}. Sur chaque arbre il y aura une grande et une petite turbine, qui seront combinées de différentes façons, suivant la puissance à produire; ce dispositif a été adopté principalement pour réduire la consommation de vapeur aux petites allures. La vitesse prévue doit être de 20^{n} au tirage naturel, et de 21^{n} au tirage forcé.

3° Un croiseur de deuxième classe pour la Turquie; ce bâtiment, qui a été mis en chantier dans le courant de février, est peu avancé.

Il y a, en outre, en achèvement à flot :

1° Un croiseur pour la Marine Britannique, le *Lancaster;* ce navire, qui a été lancé le 22 mars, sera terminé en juillet; voici ses principales caractéristiques :

Longueur	134^{m},10
Largeur	20^{m},12
Tirant d'eau { *N*	7^{m},32
Tirant d'eau { *AR*	7^{m},62
Déplacement correspondant	9800^{tx}
Puissance	22000^{chx}
Vitesse prévue	23^{n}
Pression de marche	17^{kg},5

L'armement se compose de 14 canons de 152^{mm} (6-in).

L'appareil évaporatoire comprend 31 chaudières Belleville avec économiseurs; l'appareil moteur consiste en deux machines à triple expansion et à quatre cylindres, construites par MM. Hawthorn, Leslie and Company, de Newcastle.

On installe sur le pont supérieur de ce croiseur, à tribord des cheminées, des caisses à eau cylindriques, avec niveau d'eau, robinets de jauge, robinets de purge, etc., destinées à mesurer très exactement l'eau d'alimentation. Ce dispositif, que la maison Armstrong installe pour la première fois, est demandé par l'Amirauté, pour faire des essais très complets, probablement comme ceux de l'*Argonaut;* une fois les essais terminés, tous ces appareils seront débarqués.

2° Un cuirassé pour le Chili, la *Constitucion,* dont les principales caractéristiques sont :

Longueur	132^{m},90
Largeur	21^{m},65
Tirant d'eau moyen	7^{m},50
Déplacement	11800^{tx}
Puissance	12500^{chx}
Vitesse prévue	19^{n}
Approvisionnement de charbon	2000^{tx}

Ce bâtiment est à deux hélices.

Cinq grands navires de guerre sont donc actuellement en construction au chantier d'Elswick; mais malgré cela cet établissement est loin de fournir sa puissance maxima, puisqu'il n'emploie en ce moment que 1500 ouvriers, et que parfois il en a jusqu'à 4000. Ces ouvriers font neuf heures de travail par jour.

Je n'ai pas visité les ateliers de la maison Armstrong, pour la fabrication des canons.

PALMER'S SHIPBUILDING AND IRON COMPANY LIMITED.

Cet établissement est un des plus importants du bassin de la Tyne; il occupe une vaste superficie en bordure du fleuve, à Jarrow-on-Tyne, localité située sur la rive droite, à quelques kilomètres en aval de Newcastle. Une usine métallurgique, un chantier pour la construction des coques et des ateliers pour la fabrication des machines et des chaudières en constituent les principaux éléments; le fer y entre sous forme de minerai, et en sort sous forme de navires. Cet établissement emploie actuellement plus de 10000 ouvriers.

Usine métallurgique. — Le minerai est traité dans des hauts fourneaux, munis de tous les perfectionnements modernes; de nombreuses voies ferrées amènent à pied d'œuvre le charbon, le minerai et la castine. La fonte brute est ensuite transformée en acier dans des fours Martin. De nombreux trains de laminoirs, desservis par un outillage très perfectionné, servent à la fabrication des tôles et des profilés; j'ai vu fonctionner plusieurs trains trios avec tabliers releveurs hydrauliques. Les produits manufacturés par cette usine sont en partie utilisés par le chantier de coques, et en partie livrés au commerce; un port spécial est disposé pour l'embarquement de ces aciers.

Ateliers de construction des machines. — Une fonderie, une forge, une chaudronnerie, ainsi que des ateliers d'ajustage et de montage servent à la fabrication des machines marines. J'y ai vu en montage deux machines de destroyers, qui, ayant une course très réduite, semblent d'une longueur exagérée par rapport à leur hauteur; chacune de ces machines doit développer 3500^{chx}. Ces machines sont à triple expansion et à trois cylindres; les cylindres sont portés par des colonnettes en acier forgé, qui portent également les glissières; l'arbre-manivelles a d'énormes contre-poids au droit de chaque manivelles. Les têtes de bielles sont en bronze, ce qui permet de supprimer les coussinets; deux boulons fixent ces têtes aux corps des bielles en acier, qui sont ainsi d'une forme très simple. Les tiroirs sont conduits par des coulisses de Stephenson.

Il y a également en montage une grande machine pour un cargo; cette machine est à triple expansion et à trois cylindres placés les uns à la suite des

autres, et portés par d'énormes bâtis en λ en fonte. L'arbre-manivelles de cette machine est fait d'assemblage.

Il y a lieu de remarquer que tous les cylindres de ces machines sont presque totalement dépourvus de nervures, tant horizontales que verticales; étant donnée l'inutilité reconnue de la plupart des nervures, qui alourdissent les cylindres sans rien ajouter à leur solidité, il y a certainement là un exemple bon à suivre.

Chantier de construction des coques. — Ce chantier comprend plusieurs cales de construction, un slip de 180^{m} de longueur muni d'un outillage hydraulique, et un bassin de carénage dont les principales caractéristiques sont :

Longueur	134^{m}
Largeur utilisable à l'entrée	21
Profondeur au-dessus des tins	4,60

J'ai vu fonctionner un certain nombre d'outils pneumatiques sur ce chantier.

Sur les cales sont actuellement en montage un grand pétrolier et trois petits cargo-boats.

Un grand bâtiment, le *City-of-Madras,* est en achèvement à flot; il a pour principales caractéristiques :

Longueur entre perpendiculaires	120^{m},40
Largeur	15^{m},08
Creux sur quille	9^{m},55
Vitesse prévue	11^{n} $\frac{3}{4}$

La coque de ce navire, bordée à clin dans tous les sens, est compartimentée par sept cloisons étanches transversales; le bordé des ponts est également disposé à clin dans tous les sens. De grands water-ballasts sont aménagés dans le double fond.

L'appareil évaporatoire comprend deux chaudières cylindriques de 3^{m},58 de longueur et de 4^{m},65 de diamètre. La machine est à triple expansion et à trois cylindres; voici ses caractéristiques :

Diamètre du cylindre HP	0,660^{m}
» MP	1,117
» BP	1,880
Course des pistons	1,219

Il y a également en achèvement à flot un destroyer pour la Marine Britannique, l'*Ettrick*. Ce destroyer est du nouveau type adopté par l'Amirauté, ses principales caractéristiques sont :

Longueur	68^{m},58
Largeur	7^{m},16
Puissance	7000^{chx} environ
Vitesse prévue	25^{n} $\frac{1}{2}$

Ce petit bâtiment est d'un aspect bizarre; il a un avant de paquebot, et un arrière de torpilleur; en effet, construit spécialement pour pouvoir naviguer contre une mer debout, il a un gaillard d'avant très élevé au-dessus de l'eau. Il est aussi d'une construction plus robuste, paraît-il, que les destroyers antérieurement construits qui filaient 30ⁿ; il semble donc que, dans ce bâtiment, l'Amirauté ait sacrifié un peu de la vitesse pour améliorer les qualités nautiques.

Indépendamment de ces travaux, la *Palmer's Shipbuilding and Iron Company* fait de très importantes transformations à bord du cuirassé Anglais le *Howe*, et a en chantier un autre destroyer, l'*Exe*, du même type que l'*Ettrick*.

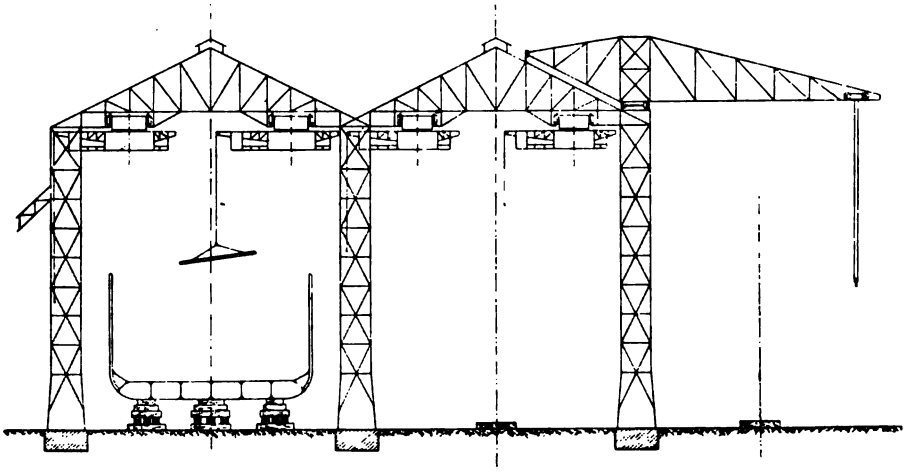
ÉTABLISSEMENT S. SWAN AND HUNTER LIMITED.

Ce grand chantier, établi sur la rive gauche de la Tyne, à Wallsend, en aval de Newcastle, construit presque exclusivement des paquebots, des cargos de construction soignée (pour les Compagnies de navigation qui assurent elles-mêmes leur matériel) et des docks flottants.

Son personnel s'élève actuellement à 2500 ouvriers; ces ouvriers font 9 heures par jour; ils travaillent soit au marchandage, soit à la journée, suivant les spécialités.

Cales de construction. — Ce chantier possède deux cales couvertes munies d'un outillage perfectionné; c'est d'ailleurs le seul établissement où j'ai vu une telle installation.

Fig. 6.



Le croquis ci-dessus donne la disposition de ces cales, vues du fleuve; elles sont constituées par une charpente métallique et par un toit vitré; sur les côtés sont également disposés des châssis vitrés, mais les deux extrémités

sont ouvertes. Ces constructions ont 152^m de longueur, mais il est possible d'y monter des navires ayant jusqu'à 180^m de long. Chaque cale est desservie par deux ponts roulants; ces ponts, mus par des moteurs électriques, roulent sur deux voies ferrées parallèles installées sous la toiture. Au-dessous des rails, chaque pont supporte une longue volée horizontale, qui peut pivoter autour d'un axe vertical; grâce à ce dispositif, les pièces sont prises sur les côtés de la cale et montées en place en très peu de temps. Sur le côté des cales il y a des ascenseurs hydrauliques, qui montent les ouvriers sur les navires en construction; enfin des lampes à arc permettent de travailler la nuit. Les ouvriers qui travaillent sous ces cales sont à l'abri des intempéries, malheureusement cette protection est un peu illusoire; en effet, le vent est si violent dans cette région de l'Angleterre, qu'il est très difficile de conserver la toiture vitrée en bon état; tout le temps les carreaux sont cassés. Une grue cantilever, roulant sur le toit de la cale la plus en aval, dessert une troisième cale (non couverte) établie parallèlement aux deux premières; cette grue, qui peut se déplacer de 152^m en longueur, porte un chariot dont l'excursion transversale est de $19^m,80$.

Indépendamment de ces trois cales, où se construisent les plus grands navires, la maison Swan and Hunter a plusieurs autres cales pour la construction des bâtiments de moindre importance; ces dernières cales n'ont rien de particulier. D'ici à quelques mois cet établissement disposera de deux autres cales couvertes, qui sont actuellement en cours de construction; ces cales seront analogues à celles qui existent actuellement, mais beaucoup plus vastes; on pourra y construire des navires de 240^m de longueur. Ces cales seront établies sur des pilotis enfoncés de 10^m dans le sol; ces travaux, qui sont actuellement en cours, ont eu un résultat inattendu : ils ont fait découvrir l'extrémité de la muraille élevée au IIe siècle par Adrien, pour protéger l'Angleterre contre les invasions des Pictes. Toutes les charpentes pour ces nouvelles cales sont construites dans le chantier même.

Ateliers. — La salle de tracé de la maison Swan and Hunter est d'assez petite dimension; en effet, on n'y trace en grandeur que le transversal du navire, et les extrémités là où les formes deviennent compliquées. Les cotes des lignes d'eau et des sections longitudinales sont simplement relevées sur un plan au $\frac{1}{12}$ tracé dans la salle de dessin; ce mode d'agir n'a jamais causé d'erreur appréciable. Un modèle en bois à petite échelle sert à étudier la répartition des tôles, ainsi que la disposition du rivetage.

L'atelier des bâtiments en fer est bien outillé; on y voit une cisaille montée sur une plate-forme, qui peut tourner autour d'un axe vertical; grâce à ce dispositif, les profilés que l'on vient couper peuvent être présentés dans une orientation quelconque, ce qui fait gagner beaucoup de temps.

De nouveaux ateliers sont actuellement en construction, ils seront munis de fours à gaz pour le réchauffage des tôles, cornières, etc.

Travaux en cours d'exécution. — Sur les cales couvertes, il y a actuellement un ponton à charbon et un grand pétrolier, le *Goldmouth,* dont voici les principales caractéristiques :

Longueur hors tout	$147^m,20$
Largeur	$17^m,07$
Creux à partir du pont supérieur	$10^m,67$
Port en lourd	10100^{tx}
Poids du fret transportable	9000^{tx}

Ce bâtiment, dont le bordé est disposé à clin dans tous les sens, est prêt à être lancé. L'appareil de lancement est disposé de façon que le navire glisse sur deux coulisses parallèles; c'est à peu près le système de lancement sur roustures, moins les cordes. Des bosses cassantes sont disposées pour arrêter le bâtiment.

Sur une autre cale, il y a en construction un grand dock flottant; ce dock est *self-docking;* il se compose de cinq caissons boulonnés ensemble, trois de ces caissons forment le fond du dock, et les deux autres les côtés.

Lorsqu'on veut visiter ou repeindre le dock, on déboulonne successivement l'un après l'autre les divers caissons, et l'on met à sec le caisson déboulonné sur le dock formé par les quatre autres caissons. Le boulonnage des diverses parties du dock se fait en boulonnant ensemble des taquets en tôle épaisse rivés aux caissons. Des grues électriques roulantes seront disposées sur les caissons latéraux, ainsi qu'un puissant outillage d'épuisement; ce dock doit pouvoir mettre à sec en 2 heures un navires de 10000^{tx}. Ce dock n'a pas de porte, mais est muni à ses deux extrémités de passerelles tournantes reliant les deux caissons latéraux.

La maison Swan and Hunter a déjà construit un très grand nombre de docks flottants; la plupart de ces docks ont été remorqués dans des pays d'outre-mer, et en général ces traversées se sont faites sans accident.

Les échantillons des matériaux de ces docks sont plus légers que ceux d'une coque de navire, car ils travaillent toujours dans une eau calme; cependant, dans le cas spécial où le dock est destiné à lever tantôt des navires longs, comme des paquebots, et tantôt des navires courts et lourds comme des cuirassés, il y a lieu d'augmenter beaucoup ces échantillons.

Ce chantier a actuellement en achèvement à flot :

1° Un grand paquebot, la *Carpathia,* construit pour le compte de la Compagnie Cunard; ce bâtiment complètement terminé doit partir incessamment pour Liverpool. Ce navire, destiné au transport des passagers de deuxième et troisième classes et des marchandises entre Liverpool et Boston, a pour principales caractéristiques :

Longueur hors tout	170^m
Longueur entre perpendiculaires	$164^m,60$
Largeur maxima	$19^m,58$

Creux à partir du pont supérieur.....	$12^{m},34$
Creux à partir du pont-abri.....	$14^{m},78$
Creux à partir de la passerelle.....	$20^{m},88$
Port en lourd.....	12500^{tx}
Déplacement.....	24000^{tx}
Poids de l'approvisionnement de charbon.....	2386^{tx}
Vitesse prévue.....	$15^{n}\frac{1}{4}$

La *Carpathia* a sept ponts, qui sont, en partant d'en bas : un faux-pont en acier, établi seulement dans les cales n°s 1 et 2, le pont inférieur, le pont principal, le pont supérieur, le pont-abri (shelter-deck); ces quatre derniers ponts, complètement bordés en tôle, règnent dans toute la longueur du bâtiment; le pont-promenade de 88^{m} de longueur et enfin le pont des embarcations.

L'entrepont inférieur a ses trois compartiments avant aménagés pour le transport des viandes congelées; trois machines frigorifiques (placées à l'arrière du pont supérieur) maintiennent une température très basse dans ces compartiments, dont le volume total est de 2740^{m^3}.

L'entrepont, compris entre le pont principal et le pont supérieur, contient des cabines à deux et à quatre lits pour 600 passagers de 3e classe; ces cabines sont vastes, et très confortablement aménagées; des lavabos et des salles de bain en marbre sont mis à la disposition de ces passagers. Dans le même entrepont il y a des étables pour le transport des bestiaux; le pont y est recouvert de pavés en grès, et de vastes sabords percés dans la muraille facilitent l'embarquement et le débarquement des animaux.

L'entrepont supérieur contient à l'avant un grand salon pour les passagers de 3e classe, ainsi qu'un fumoir et un bar; les cabines de 2e classe, avec salles de bains, etc., pour 200 passagers, viennent ensuite en marchant vers l'arrière; ces cabines contiennent chacune deux lits et deux sofas. Plus sur l'arrière, sont installées les cuisines où tout se fait à la vapeur, une boulangerie avec des fours pour cuire le pain, une boucherie, une cambuse munie d'une installation frigorifique, etc. Viennent ensuite les cabines des officiers subalternes et du personnel du bord, l'hôpital, et enfin, tout à fait à l'arrière, les machines frigorifiques.

Le salon des passagers de 2e classe, très vaste, et très confortablement aménagé, est placé sur le pont abri, ainsi qu'un certain nombre de cabines de 2e classe. Trois roofs sont élevés sur le pont-promenade, celui de l'avant contient les cabines des officiers, le carré, etc.; celui du milieu une bibliothèque pour les passagers de 2e classe, ainsi qu'un certain nombre de cabines de luxe; celui de l'arrière le fumoir des passagers de 2e classe. Au-dessus du roof central, il y a la chambre des cartes ainsi que la timonerie, et au-dessus la passerelle de navigation.

L'appareil évaporatoire de la *Carpathia* se compose de sept chaudières cylindriques, à trois foyers, marchant au tirage activé (système Howden); ces

chaudières sont installées de la façon suivante; à l'avant une chaudière, puis une rue de chauffe transversale desservant cette chaudière ainsi que trois autres chaudières placées en arrière; ensuite une cloison étanche, puis les trois dernières chaudières desservies par une seconde rue de chauffe transversale, qu'une seconde cloison étanche sépare de la chambre des machines. Les rues de chauffe sont remarquablement larges.

L'appareil moteur consiste en deux machines à quadruple expansion et à quatre cylindres placés dans l'ordre suivant à partir de l'avant : cylindre HP; cylindre BP; deuxième cylindre MP et premier cylindre MP; voici les principales caractéristiques de ces machines :

Diamètre du cylindre HP.....	$0^{m},660$
» premier MP.....	$0^{m},940$
» deuxième MP.....	$1^{m},346$
» BP.....	$1^{m},930$
Course commune des pistons.....	$1^{m},372$
Pression de marche.....	$14^{kg}.76$
Puissance..... $2 \times 4500 =$	9000^{chx}

Les cylindres sont portés par des bâtis en λ en fonte, qui portent aussi les doubles glissières; les tiroirs sont conduits par des cylindres assistants de Joy. En abord des machines sont les condenseurs (cylindriques), ainsi que les pompes à air conduites par les machines principales; plus en abord il y a les turbines de circulation, avec moteurs indépendants; les ventilateurs pour les chaudières et les pompes des water-ballasts.

A l'arrière des machines principales, sont installées les pompes alimentaires verticales et les bouilleurs. L'appareil moteur a été construit par la Wallsend Slipway and Engineering Company Limited.

Il y a lieu de remarquer qu'aucune cloison longitudinale ne sépare les machines. La chambre des machines, très grande, est remarquablement bien aérée et éclairée par une énorme claire-voie placée à près de 20^{m}, au-dessus du parquet inférieur; la compagnie Cunard a reconnu que ces installations vastes et bien comprises facilitent beaucoup le recrutement du personnel, et sa bonne utilisation.

De la chambre des machines, deux portes étanches donnent accès dans deux tunnels parallèles, où sont les lignes d'arbres; la *Carpathia* ayant un arrière en croix, on peut suivre ces lignes d'arbres presque jusqu'aux hélices; la circulation dans ces tunnels est très aisée.

La station d'électricité est installée dans l'axe du bâtiment, sur l'un des parquets supérieurs de la chambre des machines; elle renferme deux dynamos conduites par deux machines verticales à grande vitesse. Le navire est partout éclairé à l'électricité; en outre, il y a un grand nombre de ventilateurs électriques horizontaux installés sur le pont supérieur; ces ventilateurs servent à l'aération des logements; en hiver des tuyautages de vapeur *ad hoc* réchauffent l'air refoulé par les ventilateurs.

Sous les machines sont installés, dans le double fond, des water-ballasts d'une contenance de 4385^{tx}.

L'appareil à gouverner est à vapeur, il est double, l'une des machines servant de rechange à l'autre.

L'embarquement et le débarquement rapide du fret est assuré par 14 treuils à vapeur, et 18 grues installées sur le pont-abri.

La *Carpathia* a quatre mâts, et une seule cheminée d'environ 4^{m},50 de diamètre et de 39^{m},60 de hauteur au-dessus des grilles.

En somme ce bâtiment est un superbe spécimen d'architecture navale, qui fait le plus grand honneur à ses constructeurs.

2° Un cargo-boat, le *Canopus,* construit pour le compte d'une compagnie minière de la Nouvelle Zélande; ce bâtiment, destiné exclusivement au transport du charbon, a pour caractéristiques :

Longueur hors tout	79^{m},25
Largeur	10^{m},72
Creux sur quille	5^{m},62
Port en lourd	1600^{tx}
Tirant d'eau correspondant	4^{m},72
Vitesse prévue	11^{n}

Les écoutilles, de grande dimension, sont du système Price; c'est-à-dire que les surbaux, au lieu d'être verticaux, sont inclinés d'environ 30° sur la verticale; cette inclinaison étant la pente naturelle d'un tas de charbon, facilite beaucoup l'arrimage. Ces surbaux sont, en outre, très élevés au-dessus du pont.

L'appareil moteur et évaporatoire, placé à l'arrière, est constitué par deux chaudières cylindriques de 4^{m},27 de diamètre et de 3^{m},05 de longueur, et par une machine verticale à triple expansion, dont voici les caractéristiques :

Diamètre du cylindre HP	0^{m},533
» MP	0^{m},889
» BP	1^{m},422
Course des pistons	0^{m},990
Pression de marche	11^{kg},25

Cette machine a été fournie par le même constructeur que celles de la *Carpathia.*

3° Un cargo-boat, le *Westmount;* ce navire, construit pour le compte d'une société de navigation de Montréal, est destiné au transport des marchandises sur les grands lacs de l'Amérique du Nord; ses principales caractéristiques sont :

Longueur hors tout	77^{m},70
Largeur	12^{m},80
Creux sur quille	7^{m}
Port en lourd	3000^{tx}
Tirant d'eau correspondant	5^{m},64

Lorsque ce navire transitera dans les canaux, il ne prendra que 1950^{tx} de fret, de façon que son tirant d'eau ne dépasse pas 4^{m},27.

La machine, placée à l'arrière, est une machine verticale à triple expansion, dont les caractéristiques sont :

Diamètre du cylindre HP	0^{m},533
» MP	0^{m},889
» BP	1^{m},473
Course des pistons	0^{m},990
Pression de marche	12^{kg},65

La vapeur est fournie par deux chaudières cylindriques de 4^{m},20 de diamètre et de 3^{m},12 de longueur.

4° Un cargo-boat, l'*Undine,* destiné au transport des marchandises sur les côtes de Chine; ses principales caractéristiques sont :

Longueur hors tout	83^{m},82
Largeur	11,28
Creux sur quille	6,14

Ce bâtiment, qui doit normalement transporter 2450^{tx} de fret, a une machine verticale à triple expansion, ayant pour caractéristiques :

Diamètre du cylindre HP	0^{m},508
» MP	0^{m},838
» BP	1^{m},372
Course des pistons	0^{m},914
Pression de marche	11^{kg},25

La vapeur est fournie par deux chaudières cylindriques.

ÉTABLISSEMENT JAMES LAING AND SONS LIMITED.

Cet important chantier, établi à Sunderland, sur la rive droite de la Wear, construit exclusivement des navires de commerce; il emploie actuellement 4000 ouvriers.

Ateliers et outillage. — L'atelier de menuiserie et d'ébénisterie de cet établissement est le plus grand de la contrée; muni d'un outillage perfectionné, il fabrique de très beaux meubles, et des aménagements luxueux pour paquebots.

Ce chantier emploie un certain nombre de grandes riveuses pneumatiques; j'y ai vu fonctionner une petite poinçonneuse hydraulique portative, qui est un outil vraiment remarquable.

Cette poinçonneuse, dont on voit le croquis ci-après, a environ 0^{m},50 de longueur, et est assez légère pour être facilement déplacée par un homme; un ouvrier s'en servait pour déboucher des trous de 14^{mm} dans une grande cornière (de 12^{mm} d'épaisseur environ) cintrée pour former un couple. Il

L'appareil évaporatoire comprend six chaudières cylindriques marchant au tirage activé (système Howden); la surface de chauffe totale est de 1390^{m^2}.

L'appareil moteur, construit par la Wallsend Slipway and Engineering Company Limited, consiste en deux machines verticales à triple expansion, dont voici les caractéristiques :

Diamètre du cylindre HP	$0^m,610$
» » MP	$1^m,016$
» » BP	$1^m,778$
Course des pistons	$1^m,219$
Pression de marche	$14^{kg},06$

Les cylindres, portés par des bâtis en λ, sont boulonnés les uns aux autres de façon à ne former qu'un seul bloc, qu'on est en train de recouvrir d'une couche de ciment en guise de calorifuge. Les tiroirs sont conduits par des cylindres assistants Joy du dernier type; ce dispositif n'est pas superflu, en effet, les tiroirs BP, qui ont une course de 200^{mm}, pèsent près de 2300^{kg} chacun.

Il y a lieu de signaler les vireurs, qui ne font pas corps avec les machines, mais sont placés tout à fait à l'arrière de la chambre des machines sur le parquet moyen; ils sont constitués par un arbre à vis sans fin descendant verticalement; cet arbre engrène avec une roue striée clavetée sur le premier arbre de la ligne d'arbres.

Le *Yamuna* a un arrière en croix, ce qui permet de suivre les lignes d'arbres jusqu'aux hélices.

Deux grues de 15^{tx} et de 10^{tx} respectivement servent à embarquer le matériel de guerre; il y a, en outre, 12 mâts de charge, desservis par 12 treuils à vapeur; chaque mât peut lever 4^{tx}.

L'appareil à gouverner est à vapeur.

Deux dynamos, conduites par deux machines verticales à grande vitesse, éclairent le bâtiment.

ÉTABLISSEMENT WILLIAM DOXFORD AND SONS LIMITED.

Cet établissement occupe à Pallion (Sunderland) une vaste superficie de terrain sur la rive droite de la Wear; il renferme un chantier pour la construction des coques, ainsi que des ateliers pour la fabrication des chaudières et des machines; il ne construit que des navires de commerce, et a la spécialité des turrets-ships. Des outils pneumatiques sont employés pour tous les travaux de grosse chaudronnerie. Des machines de cargos sont actuellement en montage; ce sont des machines robustes, dont les diverses pièces présentent des formes très simples; les arbres manivelles sont faits d'assemblage. Ces machines, destinées aux turrets-ships *Clan Forbes* et *Clan Mac-*

Wear; en effet, il dépasse de 20^{m}, en longueur, les plus grands navires qui ont été construits précédemment par les chantiers de Sunderland.

Voici les caractéristiques du *Yamuna :*

Longueur hors tout	160^{m},93
Largeur	18^{m},05
Creux à partir du pont-abri	12^{m},70
Port en lourd	11000^{tx}
Vitesse normale prévue	13^{n}

Ce bâtiment a sept ponts, qui sont en partant d'en bas : le pont inférieur, le pont principal, le pont supérieur et le pont-abri; ces quatre ponts, qui règnent sur toute la longueur du navire, sont bordés en tôles, recouvertes pour le second et le troisième d'un bordé en sapin, et pour le dernier d'un bordé en teak. Au-dessus du pont-abri, il y a le pont-promenade, le pont des embarcations et un pont-volant; ces trois ponts, qui ne couvrent que la partie centrale du bâtiment, sont bordés en teak.

Des water-ballasts sont installés dans le double-fond, ainsi que dans les compartiments extrêmes de l'avant et de l'arrière; il y a, en outre, dans la partie centrale du navire et jusqu'à la hauteur du pont principal, une grande citerne, qu'on remplit d'eau pour améliorer les qualités nautiques du bâtiment lorsqu'il est lège; cette citerne peut aussi servir de soute à charbon. D'autres soutes à charbon sont aménagées aux deux extrémités des chaufferies, ainsi que dans l'entrepont immédiatement au-dessus. Le charbon est embarqué par dix sabords percés dans la muraille à la hauteur de l'entrepont au-dessous du pont-abri.

Le compartimentage du navire est assuré par dix cloisons étanches transversales.

Les entreponts inférieurs peuvent servir au transport des troupes; à cet effet, ils ont reçu des aménagements spéciaux tant pour les hommes que pour les chevaux. Dans ce cas spécial, de grandes portes étanches percées dans les cloisons permettent de circuler dans ces entreponts.

Sur le pont-promenade sont installées des cabines de luxe pour 61 passagers de première classe, ainsi que le salon de musique, le fumoir et la descente des premières. Immédiatement au-dessous, sur le pont-abri, il y a des cabines pour 42 passagers de première classe, la salle à manger des premières, le salon des passagers de deuxième classe, les cabines des officiers, etc. Les boiseries des salons, tout en chêne sculpté, sont très luxueuses.

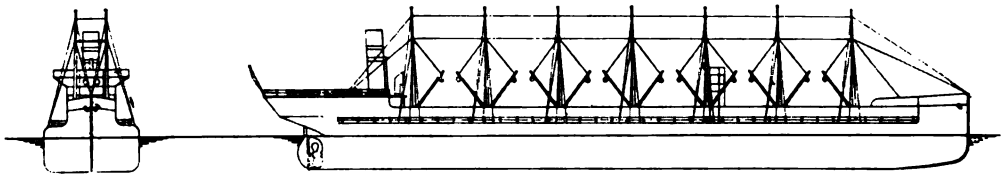
Dans l'entrepont, au-dessous du pont-abri, sont des cabines pour 48 passagers de deuxième classe; ces cabines sont d'ailleurs aussi confortables que celles des passagers de première classe.

Ce navire étant destiné aux pays tropicaux, la ventilation des logements a été étudiée d'une façon toute spéciale; en outre, la cambuse a été munie d'une installation frigorifique.

Voici ses principales caractéristiques :

Longueur hors tout	$140^{m},82$
Largeur	$18^{m},90$
Port en lourd	10350^{tx}
Tirant d'eau correspondant	$6^{m},90$
Vitesse prévue	$10^{n}\frac{1}{2}$

Fig. 8.



La coque est bordée à clin dans tous les sens, avec épaulement des tôles; il en est de même du pont supérieur; cette coque est compartimentée par de nombreuses cloisons transversales, mais aucun pont n'existe entre le pont supérieur et le vaigrage des fonds. Des échelles donnent accès du pont supérieur (pont central) au pont en dos de tortue, que forme la coque en abord; une légère rambarde entoure ce dernier pont, mais normalement le personnel ne doit pas y aller, car en mer ce pont sera fréquemment balayé par les vagues.

Le *Grangesberg,* étant construit pour le transport du minerai, a été muni d'un outillage très puissant pour l'embarquement et le débarquement de ce fret. A cet effet, quatorze mâts, sur deux files parallèles, s'élèvent au-dessus du pont supérieur; chaque paire de mâts est réunie, à la hauteur du capelage des haubans, par une légère passerelle qui sert d'entretoise; grâce à ce dispositif, le mât tribord n'a des haubans qu'à tribord, et le mât bâbord n'a des haubans qu'à bâbord. Des mâts de charge, au nombre de vingt-quatre, sont articulés sur les mâts; ils desservent une double file de douze grandes écoutilles, percées dans le pont supérieur; douze puissants treuils à vapeur complètent cette installation.

L'appareil moteur et évaporatoire est installé tout à fait à l'arrière.

Les chaudières cylindriques, au nombre de trois, ont $4^{m},47$ de diamètre et $3^{m},58$ de longueur; la machine à trois cylindres et à triple expansion a pour caractéristiques :

Diamètre du cylindre HP	$0^{m},660$
» MP	$1^{m},117$
» BP	$1^{m},829$
Course des pistons	$1^{m},295$
Puissance	2500^{chx}
Pression de marche	$12^{kg},65$

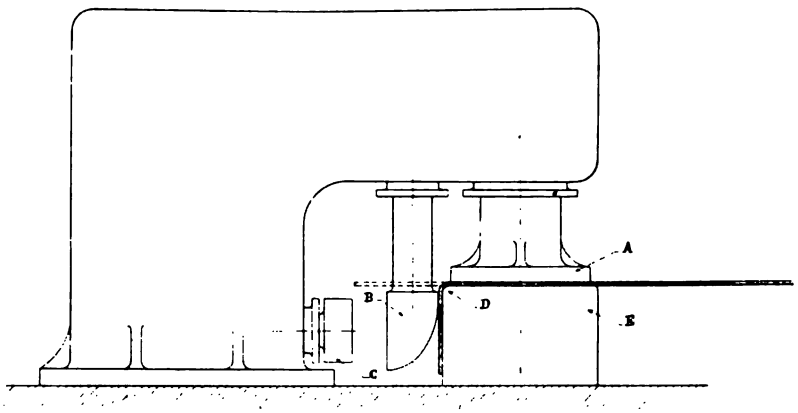
En somme ce bâtiment, tout étrange qu'il paraît à première vue, est admirablement compris, étant donné le service spécial auquel il est destiné.

FAIRFIELD SHIPBUILDING AND ENGINEERING YARD.

Cette importante maison, établie à Govan, sur la rive gauche de la Clyde, en aval de Glasgow, a des ateliers pour la fabrication des chaudières et des machines, ainsi qu'un vaste chantier pour la construction des coques; son personnel est actuellement de 6500 ouvriers.

Ateliers des chaudières. — Ces ateliers sont les mieux outillés que j'ai vus durant mon voyage; on y construit un grand nombre de chaudières cylindriques, ainsi que des chaudières à tubes d'eau. Les chaudières cylindriques, en cours de construction, sont de grande dimension; elles ont trois foyers ondulés (système Fox); les tôles-enveloppes de ces chaudières sont très épaisses (environ 25^{mm}). Le cintrage de ces tôles est fait par une grande machine à cylindres verticaux. Une machine hydraulique spéciale sert à rabattre les pinces des fonds.

Fig. 9.



Cette machine, dont on voit le schéma ci-dessus, se compose essentiellement de deux presses hydrauliques verticales A et B et d'une presse horizontale C. La tôle, devant former l'un des fonds de la chaudière, est d'abord découpée suivant la forme convenable, puis chauffée sur son pourtour dans un foyer circulaire spécial. Lorsque les régions chauffées sont au rouge blanc, une grue soulève cette tôle, puis l'amène horizontalement sur l'enclume E de la machine; la presse A s'abaisse et plane cette tôle sur une surface d'environ 1^{m^2}. Laissant toujours la presse A abaissée (afin de tenir la tôle immobile sur l'enclume), on abaisse la presse B; cette presse, en descendant, rabat la pince.

Il y a lieu de remarquer qu'à cet effet l'extrémité de la presse B est arron-

die en forme de quart d'ellipse, et que l'enclume présente en D un congé de faible rayon, pour éviter que la tôle ne soit pliée à angle droit. On relève ensuite les deux presses A et B, puis, faisant tourner la tôle, on recommence la même opération un peu plus loin; et ainsi de suite jusqu'à ce que toute la pince soit rabattue. La presse B étant complètement remontée, la presse horizontale C est employée pour donner une forme rigoureusement cylindrique à la pince rabattue; à cet effet, un ouvrier intercale une matrice entre la presse C et la tôle, cette matrice ayant une surface cylindrique concave de même rayon que la pince.

Avec cette puissante machine, j'ai vu rabattre, *en moins de* 5 *minutes,* la pince du fond d'une grande chaudière; ce travail, parfaitement exécuté, s'est fait en une seule chaude.

Dans le même atelier se trouvaient en construction des chaudières Thornycroft pour le torpedo-gunboat *Circe,* dont on change l'appareil moteur et évaporatoire. Ces chaudières, à deux grilles, sont constituées par trois faisceaux tubulaires distincts, établis entre le réservoir supérieur de grand diamètre et trois réservoirs inférieurs; l'un de ces réservoirs est placé dans l'axe de la chaudière, entre les deux grilles, sous le réservoir supérieur, et les deux autres, de plus petit diamètre, sont placés sur les côtés. Les tubes, en acier, sont de deux diamètres différents; les plus grands sont jointifs, de façon à former des chicanes, qui forcent les gaz de la combustion à contourner les divers faisceaux avant de se rendre à la cheminée; les plus petits sont les tubes ordinaires. Ces tubes sont dudgeonnés dans les réservoirs inférieurs, où il est impossible de pénétrer, par un outil spécial qui se manœuvre du dehors à l'aide de tringles de fer. Le burinage et le matage des tôles se font avec des marteaux pneumatiques.

Ateliers des machines. — Ces ateliers comprennent un atelier de modèles pour toutes les pièces fondues au dehors (l'usine n'a pas de fonderie); ces modèles se font exactement comme en France. J'y ai vu des modèles d'ailes d'hélices; je signale ce fait, car souvent on trousse une hélice.

Une forge, dont l'outillage de médiocre importance ne travaille que les petites pièces, des ateliers d'ajustage et de montage desservis par plusieurs ponts roulants, dont un électrique, complètent les ateliers.

Il y a actuellement en montage deux machines de 9000^{chx} chacune, pour le cuirassé *Commonwealth,* et deux machines pour le torpedo-gunboat *Circe.* Ces dernières machines sont à triple expansion et à quatre cylindres, placés dans l'ordre suivant : un cylindre BP, le cylindre HP, le cylindre MP et enfin le second cylindre BP. Les tiroirs HP et MP sont placés dos à dos au milieu de la machine entre les cylindres de même nom, les tiroirs BP sont aux deux extrémités de la machine; ces tiroirs sont conduits par des coulisses de Stephenson. Les cylindres, qui sont absolument dépourvus de nervures, sont portés par des colonnettes en acier forgé, qui portent aussi les

glissières. Avec ce nouvel appareil moteur, le torpedo-gunboat *Circe* doit filer 24^n.

Navires en construction et en achèvement. — Il y a actuellement sur cale :

1° Un cuirassé pour la Marine Britannique, le *Commonwealth,* dont voici les caractéristiques :

Longueur	$129^m,23$
Largeur	$23^m,78$
Déplacement	16350^{tx}
Tirant d'eau correspondant	$8^m,15$
Puissance	18000^{chx}
Vitesse prévue	$18^n \frac{1}{2}$

Ce bâtiment, qui a été commencé il y a environ dix mois, sera lancé tout prochainement. Il a son bordé disposé à double clin avec abouts à franc-bord; l'arrière sans plan mince a une grande analogie avec les arrières des nouveaux cuirassés français, avec cette différence toutefois qu'il n'y a pas d'hélice centrale. Le gouvernail, compensé, a un safran largement calculé. Ce cuirassé a d'énormes quilles de roulis.

Les blindages de ce navire, dont le poids total s'élève à 3000^{tx}, soit un peu plus de 18 pour 100 du déplacement, sont fournis par MM. W. Beardmore and Company.

L'armement du *Commonwealth* comprendra quatre canons de 305^{mm} (12-in), quatre canons de 233^{mm} (9,2-in), dix canons de 152^{mm} (6-in) dans un réduit central blindé, et vingt-quatre canons de petit calibre; il a en outre deux tubes lance-torpilles sous-marins. L'appareil évaporatoire sera constitué par seize chaudières Babcock et Wilcox, et par un certain nombre de chaudières cylindriques.

2° Un paquebot de $173^m,70$ de longueur, pour l'Union Castle Line.

3° Un cargo-boat peu avancé.

4° Un paquebot à roues pour le Caledonian Steam Packet Company.

Les cales de construction sont desservies par des palans hydrauliques, et des mâts de charge, articulés sur des mâts en tôlerie.

Le croiseur anglais *Donegal* est en achèvement à flot; ce navire, qui est exactement de même type que le *Lancaster,* sera terminé en juillet 1903.

CHANTIER A. ET J. INGLIS.

Ce chantier, établi au confluent du Kelvin et de la Clyde, possède deux cales de construction, actuellement inoccupées, et un slip en long pour la réparation des navires. Ce slip, d'une grande longueur, est constitué par une voie ferrée en pente, ayant environ 1^m d'écartement; sur cette voie ferrée est un train de wagonnets attelés les uns aux autres. Chaque wagonnet a environ 5^m de longueur, et est porté par huit essieux; six tins sont disposés transver-

salement sur le wagonnet, dont la charge maxima est de 200^{tx}. La traction de ce train est faite au moyen de barres articulées, par une machine hydraulique installée dans un bâtiment placé en haut du slip.

Sur ce slip est actuellement en réparation un petit steamer, qui fait le service entre Glasgow et l'Irlande; tout le premier entrepont de ce navire contient une suite de boxes et de parcs pour le transport des chevaux et des bestiaux.

Il y a également en réparation un steamer à roues, le *Chevalier*. Un steam-yacht, de formes très fines, est en achèvement à flot.

Ce chantier est bien outillé; à signaler des poinçonneuses, des cisailles, etc., conduites chacune par un moteur électrique spécial. On n'y emploie pas d'outils pneumatiques, les appareils hydrauliques leur sont préférés.

Cette maison, construisant des yachts et des steamers ayant des aménagements luxueux, possède un vaste atelier de menuiserie et d'ébénisterie, muni d'un outillage américain très perfectionné.

La maison Inglis a en outre un atelier de chaudronnerie pour la fabrication des chaudières; l'outillage de cet atelier n'a rien de particulier.

ÉTABLISSEMENT D. AND W. HENDERSON.

Ce chantier, établi à Meadowside (Glasgow), sur la rive droite de la Clyde, construit principalement des yachts.

Les cales de construction sont établies à la façon ordinaire; il y en a deux couvertes d'une légère toiture en bois, sans aucun pont roulant d'ailleurs. Sur ces deux cales sont actuellement en construction deux steam-yachts, en acier, de formes très fines; ces bâtiments sont remarquables par la légèreté de leurs membrures; ils sont bordés à franc-bord. Ils auront chacun deux hélices; l'un d'eux a un arrière en croix et l'autre un arrière ordinaire.

Un paquebot, pour l'Anchor Line, vient d'être commencé sur une autre cale. Ce bâtiment, destiné à faire un service régulier entre l'Italie et New-York, se nomme l'*Italia*, et a pour caractéristiques :

Longueur	121^{m},92
Largeur	14^{m},93
Creux	9^{m},45
Port en lourd	5600^{tx}
Vitesse prévue	13^{n} $\frac{1}{2}$

Il sera aménagé pour transporter 1400 émigrants.

L'établissement D. and W. Henderson possède un slip en long, et un bassin de carénage, en pierre, bien construit.

ÉTABLISSEMENT JOHN BROWN LIMITED.

Cet important établissement couvre une superficie de 30^{ha} sur la rive droite de la Clyde à Clydebank; son personnel est d'environ 7000 ouvriers. Il renferme un vaste chantier et de grands ateliers pour la construction des chaudières et machines. Les bâtiments de guerre alimentent principalement cette maison.

Ateliers. — Dans l'atelier de la chaudronnerie de fer, où il y a actuellement plusieurs chaudières cylindriques de moyenne taille en construction, on emploie des outils pneumatiques à main. Il en est de même dans la fonderie, où l'on se sert de ces outils pour enlever le sable qui adhère aux pièces après démoulage.

Deux machines, destinées au croiseur de 1re classe l'*Antrim,* sont actuellement en montage. Ces machines, à triple expansion et à quatre cylindres, sont d'une construction soignée analogue aux machines françaises; comme grandes machines, ce sont les plus belles que j'aie vues durant mon voyage. Les cylindres sont portés d'un côté par des bâtis en λ, qui portent aussi les glissières, et de l'autre côté par des colonnes cylindriques en acier forgé.

Tous les bâtis sont en acier moulé; ces moulages sont de belle qualité, et très bien exécutés, quoique les parois aient des épaisseurs relativement faibles (18^{mm} à 20^{mm}). Il y a lieu de remarquer, que partout où deux parois se rencontrent à angle droit, on a placé une quantité de petites nervures très rapprochées allant de l'une à l'autre paroi; ces nervures doivent beaucoup faciliter la coulée de la pièce. Les arbres-manivelles ont un tronçon pour chaque manivelle; ils sont pleins, avec des bras de manivelles galbés. Le vireur est constitué par une grande roue striée en bronze, clavetée à l'arrière de l'arbre-manivelles, et par une vis tangente inclinée, actionnant cette roue.

Les paliers de buttée sont à collets amovibles.

Une grande machine de paquebot est également en montage.

Navires en construction et en réparation. — Il y a actuellement en chantier à Clydebank :

1° Le cuirassé *Hindustan* pour la Marine Britannique; ce bâtiment est exactement du même type que le *Commonwealth,* il n'en diffère que par son appareil évaporatoire, qui sera constitué par 18 chaudières Babcock et Wilcox et par 3 chaudières cylindriques;

2° Le croiseur de 1re classe l'*Antrim,* du même type que le *Hampshire;*

3° Un paquebot d'environ 120^{m} de longueur et de 8000^{tx} de port en lourd.

Il y a en outre à flot :

1° Le croiseur le *Terrible,* de la Marine Britannique, dont on change l'appareil moteur et évaporatoire, et qui subit d'importantes transformations ayant

pour but d'augmenter sa puissance offensive. Les nouvelles chaudières de ce croiseur seront des chaudières Babcock et Wilcox;

2° Un paquebot, le *Somerset,* en achèvement à flot; ce bâtiment a son bordé disposé à clin dans tous les sens. Il a pour dimensions :

Longueur entre perpendiculaires	$140^m,20$
Largeur	$17^m,68$
Creux	$10^m,44$
Gross-tonnage	7100^{tx}

Quoique principalement destiné au transport des marchandises, le *Somerset* a reçu des aménagements pour 24 passagers de 1re classe et 50 passagers de 3e classe.

Les cabines, salons, etc., pour ces passagers, sont installés dans de vastes roofs élevés sur le pont-abri.

L'appareil évaporatoire comprend cinq chaudières cylindriques à trois foyers de $4^m,72$ de diamètre et de $3^m,50$ de longueur; ces chaudières marchent au tirage activé (système Howden). L'appareil moteur est constitué par deux machines verticales à triple expansion et à trois cylindres, dont les principales caractéristiques sont :

Diamètre du cylindre	HP	$0^m,635$
»	MP	$1^m,067$
»	BP	$1^m,752$
Course des pistons		$1^m,219$
Pression de marche		$12^{kg},65$

Le tiroir HP est cylindrique, tandis que les autres tiroirs sont plans; tous ces tiroirs sont conduits par des coulisses de Stephenson. Les arbres-manivelles sont en trois tronçons interchangeables; ces arbres ainsi que les arbres intermédiaires sont en acier doux. Les arbres porte-hélices sont en fer. Chaque hélice est constituée par quatre ailes en bronze au manganèse rapportées sur un moyeu en fonte.

Bassin d'essai. — La maison John Brown Limited a décidé la construction d'un bassin d'essai pour petits modèles. Ce bassin, dont le gros œuvre est terminé, a environ 150^m de longueur sur 10^m de largeur; la profondeur de l'eau sera de $3^m,66$. Il est recouvert par un bâtiment léger en briques. Deux banquettes, ayant environ 2^m de largeur, courent tout le long du bassin; sur chacune d'elles est un rail placé tout près du bord. Sur cette voie ferrée, on installera un pont roulant électrique portant les appareils d'enregistrement, et servant à remorquer les petits modèles. Le bassin, de forme rectangulaire, est en ciment; à l'une des extrémités des gradins permettent de descendre dedans.

ÉTABLISSEMENTS W. DENNY ET FRÈRES.

Les établissements W. Denny et frères de Dumbarton comprennent :

Un vaste chantier pour la construction des coques, et des ateliers pour la fabrication des machines et des chaudières. Une fonderie, des forges, une usine métallurgique, et une corderie sont également sous la direction de la famille Denny. Ces diverses usines, quoique distinctes, sont très rapprochées les unes des autres; elles emploient 4000 ouvriers.

Le chantier, qui à lui seul occupe la moitié de ce personnel, a été fondé, il y a près d'un siècle, par M. William Denny; le premier navire à vapeur qui navigua sur la Clyde y fut construit il y a plus de soixante-dix ans; c'était un navire en bois, mais dès 1844, cette maison entreprit la construction des coques métalliques. Depuis sa fondation, ce chantier a construit environ 500 navires; il a actuellement la spécialité des paquebots rapides de moyenne grandeur pour les traversées de courtes durées.

Bureau d'étude et bassin d'essai. — Le chantier de MM. W. Denny et Cᵉ est, de tous les chantiers de la Grande-Bretagne, celui où les recherches scientifiques, et les études qui y sont connexes, sont faites avec le plus de soin et avec le plus de continuité. A cet effet un bureau d'étude, *composé d'une élite de* 60 *personnes*, est chargé de ces travaux; ce bureau est divisé en deux sections : une section technique et une section scientifique. La section technique s'occupe des calculs et des dessins des navires projetés, ainsi que de la préparation des plans pour les ateliers et les commandes. La section scientifique étudie les progrès de l'art des constructions navales, et se livre à des recherches sur les navires tant anciens que modernes.

Un bassin d'essai, pour petits modèles, est installé près du bureau d'étude. Ce bassin d'essai, qui fonctionne depuis plus de 20 ans, est le second qui fut construit; le premier, installé par Froude à Chelston Cross, près de Torquay, était utilisé par l'Amirauté pour l'étude des bâtiments de guerre.

Peu de temps après, MM. Denny, aidés par M. Purvis, qui avait été l'un des aides de Froude, firent construire, dans leur chantier, le bassin qui y fonctionne encore actuellement. Ce bassin est beaucoup plus vaste et plus perfectionné que n'était celui de Torquay.

Après la mort de Froude le bassin de Torquay fut démoli, et un autre plus grand fut construit par l'Amirauté à l'arsenal de Portsmouth. Ce dernier bassin et celui de Dumbarton ont été pendant longtemps les seuls qui existèrent; enfin depuis quelques années on en a construit en Allemagne, aux États-Unis, en Italie et en Russie. En outre, un bassin analogue est actuellement en construction à Clydebank, comme il a été dit plus haut.

Le bassin de MM. W. Denny et frères, de forme rectangulaire, a les dimensions suivantes :

Longueur	91m,44
Largeur	6,70
Profondeur	3,05

Il est installé dans un long bâtiment en briques, et est rempli d'eau douce. De part et d'autre de l'axe du bâtiment, il y a deux parquets, qui courent parallèlement au-dessus du bassin; ces parquets, qui suivent le bassin dans toute sa longueur, sont suspendus à la toiture par des barres de fer; ils sont à environ 1m au-dessus de l'eau, et laissent entre eux un espace libre de 1m,50, où se déplace le modèle.

Sur une voie ferrée, établie sur ces parquets, roule un chariot, qui remorque le petit modèle; ce chariot est mis en mouvement par un câble sans fin en fils d'acier, actionné par un treuil électrique. Le chariot, qui porte tous les appareils d'enregistrement, est, en outre, disposé de façon à permettre à deux observateurs de monter dessus; j'ai assisté sur ce chariot à l'essai d'un petit modèle de steamer. L'appareil d'enregistrement se compose, en principe, d'un cylindre horizontal, sur lequel est fixée une feuille de papier; lorsque le chariot marche, ce cylindre tourne, et trois courbes s'inscrivent dessus; ce sont :

1° La courbe des temps, obtenue à l'aide d'une horloge, placée également sur le chariot;

2° La courbe des espaces parcourus par le chariot; des tasseaux disposés le long de la voie ferrée, à distances égales, produisent ce second enregistrement.

3° L'effort de traction exercé par le chariot sur la coque qu'il remorque. Cette troisième courbe, qui donne la résistance à la marche de la carène du modèle, présente une suite d'ondulations et de zigzags; mais il paraît que ces sinuosités n'ont aucune importance; on trace la courbe moyenne, et l'on considère les résultats qu'elle fournit comme très suffisamment exacts.

On règle la vitesse du chariot de façon à satisfaire aux lois de la similitude mécanique : si L et l sont les longueurs respectives du navire et du modèle, et si l'on pose

$$\lambda = \frac{l}{L},$$

la vitesse du chariot est donnée en fonction de la vitesse du navire par la relation

$$v = V\sqrt{\lambda}.$$

Un second chariot sert aux essais des modèles d'hélices; à cet effet, il porte un arbre horizontal, à l'extrémité duquel on fixe l'hélice à essayer; cet arbre, dont on peut faire varier l'immersion, est animé d'une vitesse angulaire

donnée par la relation

$$n = \frac{N}{\sqrt{\lambda}},$$

N et n étant les nombres de tours respectifs de la grande et de la petite hélice. Si l'on veut se rendre compte de l'influence de la carène sur l'hélice, on attelle ensemble les deux chariots, de façon que l'hélice occupe à l'arrière de la coque sa place normale.

Les petits modèles de navires sont en paraffine; on les construit de la façon suivante : on commence par faire, à l'aide de lattes de bois mince, la carcasse du petit modèle, et l'on recouvre cette carcasse d'une toile. Ensuite, fixant ce noyau au milieu d'un moule, grossièrement creusé dans une espèce d'argile, on coule autour de la paraffine, de façon à avoir partout un excès de matière de 3^{cm} à 4^{cm}. Le modèle, étant ainsi préparé, on le porte sur une machine spéciale, qui lui donne la forme exacte de la carène projetée. Cette machine, inventée par Froude, a un peu l'aspect d'une raboteuse, elle porte deux outils tournant autour de deux axes verticaux, et travaillant à la façon de deux fraises.

Ces outils peuvent avoir un déplacement soit en longueur, soit en largeur, soit en hauteur, mais ils se déplacent toujours symétriquement par rapport au plan axial de la machine, qui est aussi le plan axial longitudinal du modèle. On fixe sur une table verticale, qui fait partie de la machine, un plan des formes du navire (projection horizontale), et il suffit de suivre avec une pointe métallique, solidaire d'un levier, le contour des lignes d'eau, pour que les deux outils taillent ces lignes d'eau dans la paraffine. Cette machine est mue par un moteur électrique. Le petit modèle est ensuite convenablement lesté. La longueur de ces modèles, qui est toujours sensiblement la même, est d'environ $2^{m},50$.

Ce bassin d'essai a rendu et rend de très grands services; il permet d'évaluer exactement la puissance minima nécessaire à un navire donné pour faire une vitesse également donnée. Au début de son installation, il a permis de réduire de 5 pour 100 et même de 10 pour 100 les puissances prévues pour des navires projetés; et encore aujourd'hui, malgré la grande expérience qu'ont MM. Denny de la construction des navires rapides, il permet souvent de réduire de 1 à 2 pour 100 les puissances prévues. Avant son installation, les navires les plus rapides, construits par cet établissement, ne dépassaient pas une vitesse de 15^{n}; grâce à lui, on a pu entreprendre sans transition la construction du paquebot *Princesse-Henriette* (malle Douvres-Ostende) qui a filé plus de 20^{n}.

Chantier de construction et ateliers. — Ce chantier, établi au confluent du Leven et de la Clyde, couvre une superficie de plus de 16^{ha}; il est sillonné par 5^{km} de voies ferrées, à écartement normal, en relation avec le North Bri-

tish Railway, et 11^{km} de chemin de fer Decauville à voie étroite. Il renferme deux bassins pour l'achèvement des navires; ces bassins, dont la superficie est de 2^{ha}, sont puissamment outillés. Cet outillage comprend : deux machines à mâter de 100^t et de 60^t respectivement, une grue de 20^t, deux de 15^t, deux de 10^t et une de 3^t; la plupart de ces appareils sont hydrauliques.

L'atelier de menuiserie et d'ébénisterie est très grand; il possède un outillage Américain perfectionné pour le travail du bois: il y a, entre autres, une machine à mortaiser vraiment remarquable. Cette machine consiste en un plateau horizontal, où l'on fixe, à l'aide d'une presse, la pièce de bois à travailler; ce plateau peut recevoir un déplacement horizontal, ou être incliné pour faire des mortaises obliques; en outre, lorsqu'on met la machine en marche, il est animé d'un mouvement ascendant par l'intermédiaire d'une vis verticale. L'outil est constitué par une chaîne sans fin passant à sa partie supérieure sur une roue à empreintes, et faisant retour à sa partie inférieure sur un réa. Chaque maille de la chaîne, en acier trempé, se termine par deux bords coupants en forme de ciseaux; lorsque la roue à empreintes se met à tourner, elle entraîne la chaîne, dont les bords coupants découpent la mortaise dans la pièce de bois, qui est animée simultanément d'un mouvement ascendant. La vitesse de la chaîne varie de 9^m à $11^m,50$ à la seconde; son affûtage se fait au moyen d'une meule d'émeri.

J'ai vu faire, avec cette machine, de grandes mortaises dans du chêne; le travail, parfaitement exécuté, ne nécessitait aucune retouche. L'ouvrier met en marche cette machine en appuyant le pied sur une pédale.

Les ateliers des bâtiments en fer sont aussi très bien outillés, on y voit des machines à faire des trous d'homme dans les tôles; ces machines peuvent défoncer des trous de $0^m,76$ sur $0^m,50$ dans des tôles de 19^{mm}. De nombreux outils pneumatiques fonctionnent dans les ateliers, et à bord des navires en construction; c'est de tous les établissements que j'ai visités celui qui fait le plus grand usage de ces outils.

La station centrale d'électricité renferme plusieurs machines verticales, ainsi qu'une turbine Parsons, de grande dimension, conduisant une dynamo; deux compresseurs d'air horizontaux sont également installés dans cette station.

Travaux en cours d'exécution. — Le paquebot *The Queen* est en achèvement à flot; ce bâtiment, construit pour le compte de la South-Eastern and Chatham Railway Company, est destiné au service entre Douvres et Calais; voici ses principales caractéristiques :

Longueur	$94^m,49$
Largeur	$12^m,19$
Creux	$7^m,62$
Puissance	8000^{chx}
Vitesse normale prévue	21^n

Ce navire est muni de grandes quilles de roulis et de deux gouvernails; celui de l'arrière, dont on se servira normalement, a un safran largement calculé; celui de l'avant ne sera employé que pour évoluer à Douvres et à Calais. Ces deux gouvernails sont munis d'appareils à gouverner à vapeur, manœuvrables de la passerelle de navigation.

Sur le pont supérieur, s'élève un grand roof, où sont aménagées les cabines pour les passagers de première classe, ainsi qu'un fumoir; au-dessus de ce roof, il y a un pont-promenade, parfaitement dégagé. Dans la partie centrale, et à l'avant du pont principal, il y a les salons des passagers de première classe, ainsi que la salle à manger, aménagée pour cinquante passagers. Le salon des passagers de deuxième classe est à l'arrière. Ce bâtiment sera éclairé à l'électricité et chauffé à la vapeur.

L'appareil moteur de ce paquebot est constitué par des turbines à vapeur système Parsons, construites par la Parsons Marine Steam Turbine Company Limited.

Ces turbines, au nombre de trois, actionnent chacune une ligne d'arbres; l'arbre central n'a qu'une hélice, mais les arbres latéraux en ont chacun deux, ce qui fait en tout cinq hélices. En navigation courante, la turbine centrale reçoit la vapeur des chaudières, puis évacue cette vapeur dans les deux turbines latérales, qui sont ainsi les turbines BP.

La vapeur admise à la pression de $10^{kg},5$, dans la turbine HP, s'y détend cinq fois, puis se rend dans les turbines BP, où elle se détend vingt-cinq fois; il en résulte qu'au total la vapeur se détend de cent vingt-cinq fois son volume initial. Deux turbines de marche arrière, installées à la suite des turbines BP de marche avant, peuvent en outre actionner les lignes d'arbres latérales.

Lorsque ce bâtiment sera sur le point d'entrer au port, on fermera le registre d'arrivée de vapeur à la turbine centrale, ainsi que les robinets placés sur les deux tuyaux d'échappement de cette turbine, et, à l'aide d'un tuyautage spécial, on enverra directement la vapeur aux turbines latérales soit de marche avant, soit de marche arrière. Ce dispositif a été adopté pour faciliter les évolutions du navire.

Un autre steamer à turbines est actuellement sur cale; ce bâtiment, destiné au service entre Dieppe et Newhaven, est construit pour le compte du chemin de fer de l'Ouest, et de la London Brighton and South Coast Railway Company; il a pour caractéristiques :

Longueur	$85^{m},34$
Largeur	$10^{m},36$
Creux	$6^{m},70$
Gross-tonnage	1100^{tx}
Puissance	6900^{chx}
Pression de la vapeur	$10^{kg},5$
Vitesse prévue	21^{n}

Les turbines sont tout indiquées pour ces steamers rapides à faible tirant d'eau; en effet, elles ont sur les machines ordinaires l'avantage de supprimer les vibrations de la coque, qui sont toujours sensibles à bord de ces bâtiments plats et longs.

Plusieurs steamers à roues sont aussi en montage sur cales.

Dans les ateliers de chaudronnerie on construit plusieurs chaudières cylindriques; dans les ateliers des machines, il y a actuellement en montage des machines inclinées à triple expansion pour les bâtiments à roues.

ÉTABLISSEMENT YARROW AND COMPANY.

Cet établissement, qui occupe sur la rive gauche de la Tamise, à Poplar (Londres), une superficie de $4^{ha},5$, ne construit que des bâtiments de faible tonnage, principalement des torpilleurs et des destroyers; il emploie actuellement un millier d'ouvriers. Les ateliers, de construction toute récente, consistent en quatre halls vitrés de 110^{m} de longueur; deux de ces halls ont 15^{m} de largeur sur 11^{m} de hauteur, et les deux autres ont 11^{m} de largeur sur 8^{m} de hauteur. Trois ponts roulants électriques y sont installés. Ces halls renferment les ateliers d'ajustage et de montage, ainsi que la chaudronnerie de fer.

Un triple réseau de canalisations électriques, d'air comprimé, et d'eau sous pression assure le transport de la force dans ces ateliers, ainsi que sur le chantier (installé en bordure du fleuve sur une longueur de plus de 200^{m}), ou à bord des navires en achèvement à flot.

La station centrale électrique placée à l'une des extrémités de l'atelier de montage renferme deux machines verticales Belliss à grande vitesse; ces machines compound, à graissage automatique, conduisent deux dynamos, pouvant fournir chacune un courant de 430 ampères sous une pression de 210 volts.

Un compresseur d'air, conduit par un moteur électrique, se trouve également dans cette station.

Trois chaudières Lancashire, installées dans un bâtiment voisin, fournissent la vapeur à ces machines; cette vapeur est ensuite condensée dans un aéro-condenseur placé sur la toiture.

Cet établissement emploie un certain nombre d'outils pneumatiques.

Travaux actuellement en cours. — Plusieurs chaudières à petits tubes (type Yarrow) sont en construction; ces chaudières sont constituées par un réservoir supérieur de grand diamètre relié à deux réservoirs inférieurs plus petits par deux faisceaux de tubes rectilignes en acier. Les réservoirs inférieurs sont formés de deux tôles demi-cylindriques, le rivetage de ces tôles n'étant exécuté qu'après le dudgeonnage des tubes dans la tôle supérieure.

A cet effet, la chaudière est couchée de façon que les tubes soient horizontaux, puis le dudgeonnage est fait à l'aide de marteaux pneumatiques à main; l'extrémité du tube est en outre rabattue en forme de collerette à l'intérieur des réservoirs.

La pratique ayant démontré l'inutilité des gros tubes de retour d'eau, la maison Yarrow n'en met plus aux chaudières qu'elle construit actuellement, à l'exception toutefois des chaudières construites pour la Marine Britannique; en effet, pour ces dernières, les tubes de retour d'eau sont demandés par l'Amirauté.

Des machines de destroyers sont actuellement en montage; ces machines, d'une construction très soignée, sont à triple expansion et à quatre cylindres placés dans l'ordre suivant : les cylindres HP et MP au centre de la machine, avec leurs tiroirs placés dos à dos; et les deux cylindres BP aux extrémités. Ces derniers cylindres ont leurs tiroirs placés à l'extérieur. Les tiroirs, conduits par des coulisses de Stephenson, sont cylindriques; ils sont coulés en bronze d'une seule pièce. Les chemises de ces tiroirs, au lieu d'avoir les barrettes des orifices disposées parallèlement, comme cela se fait ordinairement, ont ces barrettes inclinées alternativement dans un sens et dans l'autre. Les presse-étoupes des tiges de piston sont à garnitures métalliques; ces garnitures sont constituées par une suite d'anneaux fendus, alternativement en bronze et en métal blanc.

Les cylindres, qui forment un tout solidement boulonné, sont portés par douze colonnettes en acier forgé, entretoisées, au milieu de leur hauteur, par des barres d'acier transversales et longitudinales, qui portent également les glissières. Les bâtis horizontaux, qui sont d'assemblage, sont formés par deux grandes cornières longitudinales en acier moulé; ces cornières sont à ailes inégales, la plus grande est verticale et la plus petite horizontale; cette dernière sert à boulonner la machine sur les carlingages. Ces deux cornières sont entretoisées par six traverses en bronze phosphoreux; chacune de ces traverses, tenue aux cornières par huit boulons, constitue l'un des paliers moteurs.

Le chapeau de palier, également en bronze, y est fixé par deux boulons. Les arbres-manivelles sont creux.

Des turbines à vapeur, d'un modèle inédit, sont également en cours de construction; ces turbines, qui seront expérimentées à bord d'un petit navire, sont constituées par des disques pleins d'environ $0^{m},50$ de diamètre, munis à leur périphérie d'un grand nombre de petites aubes découpées dans de la tôle mince de laiton. Ces aubes, qui sont inclinées dans deux sens différents, sont tenues extérieurement par une frette en acier.

Le navire, auquel sont destinées ces turbines, est en montage sur cale; ce bâtiment (construit exclusivement dans le but d'essayer ce nouvel appareil moteur) a sensiblement les formes et les dimensions d'un torpilleur. Il sera

muni de trois turbines sur trois lignes d'arbres; en outre on embrayera, pour la marche arrière, une petite machine à pistons, sur la ligne d'arbres centrale. La vitesse prévue est de 33n.

Il y a également en construction des bâtiments à faible tirant d'eau pour des rivières non canalisées; les coques de ces navires sont constituées par un certain nombre de tranches boulonnées ensemble, chaque tranche pouvant d'ailleurs flotter séparément. Ces petits bâtiments, qui calent normalement $0^m,30$, ont deux hélices de $0^m,75$ de diamètre; ces hélices, en partie hors de l'eau, sont installées dans deux tunnels à l'arrière du navire. Lorsque les hélices tournent, l'eau remplit les tunnels, et les propulseurs se trouvent dans d'assez bonnes conditions de fonctionnement. Deux trous d'homme, ménagés à la partie supérieure des tunnels, permettent de visiter les hélices.

Deux destroyers, pour la Marine Britannique, sont aussi en chantier; ces bâtiments sont exactement du même type que l'*Ettrick*.

THAMES IRONWORKS SHIPBUILDING AND ENGINEERING COMPANY LIMITED.

Cette importante maison, établie sur la rive gauche de la Tamise, à Blackwall (Londres), s'occupe de constructions navales, ainsi que de constructions métalliques et mécaniques; principalement des dragues, des excavateurs, des grues, etc.; le chantier, dont la plupart des cales sont vides, présente en ce moment peu d'activité.

Cet établissement vient d'inventer un appareil pour l'embarquement du charbon en pleine mer; cet appareil, dont j'ai vu fonctionner un modèle au $\frac{1}{10}$, est à la fois simple et robuste. L'Amirauté l'essaye actuellement. A l'avant du navire charbonnier s'élève un mât en tôle d'assez grand diamètre; du haut de ce mât part un câble sans fin, en fils d'acier, qui fait retour sur une poulie à bord du cuirassé (qui est à 200^m ou 300^m en avant du charbonnier), puis revient au charbonnier. Un treuil quelconque, placé à bord de ce dernier bâtiment, anime ce câble d'un mouvement continu de translation; il en résulte qu'un sac de charbon, croché dessus, franchit rapidement la distance qui sépare les deux navires.

Ce câble est toujours tendu, grâce à un dispositif des plus ingénieux; à cet effet, le câble, à bord du charbonnier, constitue le garant d'un palan dont les poulies ont plusieurs réas. L'une de ces poulies est fixée à l'extrémité supérieure du mât en tôle, tandis que l'autre monte et descend librement à la demande du câble, dans l'intérieur de ce mât où elle est guidée. Cette poulie, qui sert de contre-poids, est en bronze; son poids est tel qu'il assure une tension parfaite au câble, même lorsque ce dernier est chargé de plusieurs sacs de charbon. Si le passage d'une grosse lame, ou une cause accidentelle quelconque, venait à diminuer brusquement la distance entre les deux na-

virès, la poulie n'étant plus soutenue, tomberait à l'intérieur du mât, et il pourrait en résulter des avaries. Pour obvier à ces chutes brusques, la poulie mobile est munie d'un appareil de sûreté spécial; cet appareil se compose en principe d'un frein pneumatique agissant sur un cliquet qui s'engage dans une crémaillère descendant tout le long du mât. Ce frein n'agit pas, tant que la poulie ne monte ou ne descend que lentement, mais dès que la descente se change en chute, le cliquet s'engage dans l'une des dents de la crémaillère, et la poulie reste suspendue.

Le navire charbonnier, qui est muni de cet appareil de transbordement, reçoit en outre des aménagements spéciaux permettant un remplissage rapide des sacs de charbon. Cette installation consiste en deux tunnels établis à fond de cale; le charbon, grâce à des chicanes convenablement disposées, descend sur des tables, placées dans ces tunnels, où, au fur et à mesure, des hommes le prennent pour emplir les sacs. Ces sacs, une fois chargés, sont montés extérieurement le long du mât en tôle par une chaîne sans fin, formant noria, puis crochés automatiquement sur le câble par un guide *ad hoc*. Le décrochage, à bord du cuirassé, se fait également automatiquement. Le croc, qui sert à crocher le sac au câble, a une forme très acculée, de telle façon que le crochage est parfait, et que, même sous des inclinaisons de 45°, il n'y a aucun danger que le sac glisse le long du câble. A bord du cuirassé, la poulie de retour se place soit sur un mât, soit sur une passerelle.

L'appareil, ainsi installé, doit permettre, au minimum, le transbordement de 60^{tx} de charbon à l'heure, mais pratiquement on dépasse facilement ce chiffre.

Conclusion.

Comme conclusion à ce compte rendu sommaire du voyage d'études, que j'ai pu faire, grâce à la généreuse fondation de M. Canet, j'exposerai en quelques lignes mon impression générale sur l'état actuel de l'industrie des constructions navales en Angleterre et en Écosse, sans vouloir toutefois porter un jugement qui n'aurait quelque valeur qu'après un séjour beaucoup plus prolongé dans ces deux pays.

Les bâtiments de guerre et les paquebots, que j'ai vus, ne sont pas mieux construits que les navires français similaires; même, en général, les appareils moteurs sont d'une construction inférieure.

Les cargo-boats seuls présentent des particularités intéressantes; ces navires, dont la construction est presque ignorée en France, tiennent au contraire une place très importante sur les chantiers Britanniques; très économiquement construits, ils sont, en général, remarquablement outillés, et aménagés, pour le service spécial auquel ils sont destinés.

Les chantiers et ateliers de la Grande-Bretagne ont, sur ceux de la France, l'avantage de la simplicité, et aussi, en général, celui d'un outillage plus

puissant; on sent la préoccupation constante qu'ont les industriels d'arriver au but par la route la plus économique.

En terminant, j'adresse tous mes remercîments à l'*Institution des Naval Architects* et à son aimable Secrétaire, M. Dana, pour son appui obligeant, ainsi qu'aux directeurs et aux ingénieurs des établissements que j'ai visités, pour l'accueil cordial qui m'y a été fait.

LISTE GÉNÉRALE DES MÉMOIRES

PUBLIÉS DANS LES TREIZE PREMIERS VOLUMES.

VOLUME N° 1 (Année 1890).

1. Note sur les actions réciproques du gouvernail et de l'hélice, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.
2. Influence économique de la légèreté dans la construction des navires, par M. Hauser, Ingénieur de la Marine.
3. Cuirassés de croisière, par M. Lisbonne, Vice-Président.
4. Étude sur la résistance de l'acier, par M. Cuizinier, Inspecteur du Bureau Veritas.
5. Croiseurs de la Marine militaire des États-Unis, par M. Lisbonne, Vice-Président.

VOLUME N° 2 (Année 1891).

6. De la puissance des chaudières et des causes qui la limitent, par M. de Maupeou d'Ableiges, Ingénieur de la Marine.
7. De la répartition des températures dans les chaudières à haute pression, et des moyens de l'égaliser, par M. J. Auscher, Ingénieur de la Marine.
8. Étude du système de distribution Marshall, par M. Marbec, Élève-Ingénieur de la Marine.
9. Étude sur la résistance des carènes, par M. Alheilig, Ingénieur de la Marine.
10. Note au sujet de la stabilité sur houle des torpilleurs, par M. Ferrand, Ingénieur de la Marine.
11. Des proportions à donner au rivetage d'un joint d'égale résistance, dans le cas où tous les rivets ont le même diamètre, par M. G. Aurous, Ingénieur de la Marine.
12. Équations d'équilibre d'une membrane de révolution soumise à une pression intérieure, par M. Alheilig, Ingénieur de la Marine.
13. Recherche de la loi du mouvement de roulis sur houle, en milieu non résistant, par M. Marbec, Élève-Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 3 (Année 1892).

14. Note sur la loi de la variation du poids de la charpente des navires avec les dimensions, et sur la limitation qui en résulte dans la grandeur absolue, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.

15. Méthode pour la détermination des éléments mécaniques des propulseurs hélicoïdaux, par M. Drzewiecki, Ingénieur.
16. Note relative à une méthode nouvelle pour le calcul des carènes inclinées, par M. Ch. Doyère, Ingénieur de la Marine, Sous-Directeur de l'École d'application du Génie maritime.
17. Méthode pour la recherche des bras de levier de redressement, par M. A. de Reffye, Ingénieur de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
18. Description d'un sharpee de 9t,5 de déplacement, par M. G. Aurous, Ingénieur de la Marine.
19. Théorie des propulseurs, par MM. Pollard et Dudebout, Ingénieurs de la Marine.
20. Sur quelques principes de Mécanique graphique applicables aux machines marines, par M. Marbec, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 4 (Année 1893).

21. Des conditions de marche des navires, à petite vitesse, par M. E. Widmann, Directeur général des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
22. Résultats obtenus par l'emploi du tirage forcé en cendriers fermés, dans les ateliers et sur divers navires de la Compagnie Générale Transatlantique, par M. V. Daymard, Vice-Président.
23. Quelques points concernant les cuirassés, par M. E. Weyl.
24. Note sur les travaux de déglaçage dans les estuaires fluviaux et maritimes, par M. Dibos, Ingénieur.
25. Sur la puissance giratoire comparée des gouvernails placés en avant et en arrière des hélices, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.
26. Note sur l'influence de l'immersion de l'hélice et de la vitesse sur la rupture du cylindre d'eau actionné, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.
27. Voies d'eau et pompes centrifuges, par M. de Maupeou d'Ableiges, Directeur des Constructions navales.
28. Étude sur l'autonomie des ports de Commerce en France et en Angleterre, par M. Le Cour Grandmaison, Ancien Député.
29. Nouvelle méthode de calcul des éléments d'une carène, par M. Kriloff, Professeur à l'Académie navale de Saint-Pétersbourg.
30. Études de géométrie des carènes, M. Ch. Doyère, Ingénieur de la Marine, Sous-Directeur de l'École d'application du Génie maritime.
31. Note sur l'utilisation des chalands pour la réparation des petits bateaux dans les ports à marée, par M. A. Croneau, Professeur à l'École du Génie maritime.
32. Le Congrès international maritime de Londres, par M. Muller.
33. De l'emploi de l'aluminium dans les constructions navales, par M. Guilloux, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 5 (Année 1894).

34. Des lois de similitude dans diverses questions de construction navale, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.
35. Observations sur les foyers des chaudières marines, par M. V. Daymard, Vice-Président.
36. Carènes et machines. Formules relatives au travail résistant, par M. Risbec, Directeur des ateliers de la Compagnie des Messageries Maritimes.

37. Étude sur la fatigue des navires, par M. L. Vivet, Ingénieur civil des Constructions navales.
38. Les effets de la loi sur la Marine marchande Italienne, par M. Muller, Capitaine au long cours.
39. De l'utilité du scaphandre à bord des navires long-courriers, par M. Dibos, Ingénieur.
40. Aperçu de la méthode Horta pour le jaugeage de fleuves et estuaires maritimes, au moyen de flotteurs amarrés, par M. Dibos, Ingénieur.
41. Application de la bouée-espar au jaugeage des cours d'eau, par M. Lecointe, Ingénieur en chef de la Marine Belge.
42. L'Artillerie de bord et l'armement des navires, par M. Merveilleux du Vignaux, Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée.

VOLUME N° 6 (Année 1895).

43. Emploi, dans les constructions, d'aciers à haute limite d'élasticité, par M. Barba, Ancien Ingénieur en chef des Usines du Creusot.
44. Le problème de la vitesse, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.
45. Formes à donner aux carènes des bâtiments à grande vitesse, par M. G. Aurous, Ingénieur de la Marine, Sous-Directeur de l'École du Génie maritime.
46. Les résultats de la loi sur la Marine marchande pendant les trente-trois premiers mois, par M. Muller, Capitaine au long cours.
47. Variation de pas produite sur une hélice par la rotation des ailes dans leur moyeu, par M. Daymard, Ingénieur en chef de la Compagnie Générale Transatlantique.
48. La bataille de Yalu, et ses conséquences dans la construction des bâtiments de guerre, par M. Ferrand, Ingénieur de la Marine.
49. La complication des navires de guerre, ses causes et ses remèdes, par M. Croneau, Ingénieur de la Marine, Professeur à l'École du Génie maritime.
50. Théorie du tangage sur une mer houleuse, par M. Kriloff, Professeur à l'Académie navale de Saint-Pétersbourg.
51. Applications de la turbine de Laval à la Marine, par M. Sciama, Directeur de la Maison Bréguet.
52. Note sur un type de bateaux de rivière à faible tirant d'eau, par M. Piaud, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.
53. Note sur le moteur rotatif, système Filtz, par M. Piaud, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.
54. Recherches au sujet des bouées d'hiver pour les fleuves maritimes exposés aux débâcles de glaces, par M. Pierrard, Ingénieur de la Marine Belge.
55. Notes sur les fils et sur les câbles métalliques, par M. Duchesne, Ingénieur civil.
56. Note sur les charrues à glace, par M. Dibos, Ingénieur.
57. Observations sur la façon dont l'aluminium s'est comporté dans les diverses applications qui en ont été faites à la construction navale, par M. Guilloux, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 7 (Année 1896).

58. Théorie du tangage sur une mer houleuse, par M. Kriloff, Professeur à l'Académie navale de Saint-Pétersbourg.
59. De l'influence qu'un chargement liquide exerce sur la stabilité d'un navire, par

M. P. Duhem, Professeur de Physique théorique à la Faculté des Sciences de Bordeaux.

60. Changements d'immersion, de stabilité et d'assiette éprouvés par un navire qui flotte sur des liquides de différentes densités, par M. Pollard, Ingénieur de la Marine.
61. Note au sujet du calcul du moment résistant des gouvernails, par M. de Courville, Ingénieur de la Marine.
62. Note sur une transformation de machine compound à 5^{kg} en machine compound à 12^{kg}, par M. d'Allest, Directeur des Ateliers Fraissinet.
63. Sur la guerre maritime, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.
64. Développement des navires de guerre dans le cours des dix dernières années, par M. Leflaive, Ingénieur de la Marine.
65. Note supplémentaire sur les bateaux à faible tirant d'eau avec hélices sous voûte, par M. Piaud, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.
66. Derelicts, par M. Dibos, Ingénieur.
67. La Terminologie maritime, par M. Muller, Capitaine au long cours.
68. Considérations et données concernant les bouilleurs, par M. Gayde, Ingénieur de la Marine.
69. Note sur la chaudière Niclausse, par M. Duchesne, Ingénieur civil.
70. Les nouveaux générateurs Belleville, par M. Godard, Directeur de la Société des Générateurs Belleville.
71. Étude concernant certains aciers spéciaux, par M. Abraham, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 8 (Année 1897).

72. Position d'équilibre des navires sur la houle, par M. Bertin.
73. Théorie générale des oscillations du navire sur une mer houleuse, par M. Kriloff.
74. Note au sujet d'expériences de perçage, par M. Maugas, Ingénieur des Constructions navales.
75. Montage des machines marines, par M. Moritz, Ingénieur des Constructions navales.
76. Formules pratiques déterminant le travail à développer par les appareils moteurs du navire, par M. Vechkourtzoff, Ingénieur de la Marine russe.
77. Influence de la profondeur de l'eau sur la vitesse des navires, par M. Laubeuf, Ingénieur des Constructions navales.
78. Expériences dynamométriques effectuées pendant les essais de giration du *Cassini*, par M. Laubeuf, Ingénieur des Constructions navales.
79. Note sur les conditions de recette de l'aluminium, par M. Besson, Ingénieur des Constructions navales.
80. Étude sur la pêche à vapeur, et sur la substitution de moteurs à pétrole aux machines actuelles, par M. Dubar, Directeur des chantiers Cail, à Saint-Denis.

VOLUME N° 9 (Année 1898).

81. Étude sur la circulation de l'eau dans les chaudières multitubulaires, par M. Brillié, Ingénieur de la Marine.
82. Étude de la vaporisation dans les chaudières, par le même auteur.
83. Note au sujet des matériaux de construction en acier mi-dur employés sur le *Henri IV*, par M. Moissenet, Ingénieur des Constructions navales.
84. Sur les formes des carènes des bâtiments rapides, par M. Laubeuf, Ingénieur des Constructions navales.

85. Essais d'expériences sur la résistance des carènes, par M. Turgan, Ingénieur civil des Constructions navales.
86. Étude sur les arbres à manivelles des machines marines, par M. Simonot, Ingénieur des Constructions navales.
87. Quelques observations sur la construction des navires à voiles, leur mâture, leur gréement, par M. Wilkinson.
88. Étude expérimentale sur les vibrations dues aux machines marines, par M. Pinczon, Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique.
89. Considérations sur le jaugeage des navires, par M. Muller.
90. De la transformation des chalands pétroliers en chalands automobiles à citernes indépendantes, par M. Dibos, Ingénieur, Lauréat de l'Institut.

VOLUME N° 10 (Année 1899).

91. Règles approximatives pour le calcul de la surface propulsive, par M. J.-A. Normand.
92. Nouvelle méthode pour la détermination des centres de carène (méthode des flottaisons isoaires). — Considérations sur l'emploi pratique de la développée métacentrique différentielle, par M. L. Moissenet, Ingénieur de la Marine.
93. Sur une méthode de calcul des carènes inclinées, par M. L. Ravier, Ingénieur de la Marine.
94. Nouvelle méthode pour le calcul des carènes inclinées, par M. Leparmentier, Contremaître des Constructions navales.
95. Essais récents de croiseurs anglais, par M. Piaud, Ingénieur de la Marine.
96. Chaudières multitubulaires dérivées des types Perkins et Field, par M. Turgan, Ingénieur civil des Constructions navales.
97. Perfectionnements successifs apportés aux chaudières multitubulaires à petits tubes, par M. Brillié, Ingénieur de la Marine.
98. Description d'un nouveau type de chaudière multitubulaire, par M. Brillié, Ingénieur de la Marine.
99. Application du diagramme entropique à l'étude du fonctionnement économique des machines à vapeur à expansion multiple, par M. Lelong, Ingénieur de la Marine.
100. Note au sujet de l'évaluation du rendement économique des machines à vapeur, par M. Lelong, Ingénieur de la Marine.
101. Du calcul des ventilateurs et de leur installation à bord des navires de guerre, par M. Lelong, Ingénieur de la Marine.
102. Calcul graphique des joints rivés et des cales de renfort, par M. E. Colinet, Élève de l'École du Génie maritime.
103. Note sur l'emploi des bords tombés, l'épaulement des clins des tôles et la suppression des couvre-joints des abouts, par M. Le Go, Ingénieur de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
104. Influence des dimensions transversales des pièces sur les résultats obtenus par la trempe, l'écrouissage et sur la forme de certaines ruptures, par M. Simonot, Ingénieur de la Marine.
105. Au sujet de quelques travaux exécutés à la tâche à l'arsenal de Fou-Tchéou, par M. Doyère, Ingénieur en chef de la Marine.
106. Nouvel outillage portatif pour le perçage sur les navires en construction, par M. Moissenet, Ingénieur de la Marine.
107. Sur les divers moyens de transport de la force dans les chantiers et ateliers, par M. Ravier, Ingénieur de la Marine.

108. Considérations stratégiques et tactiques relatives à l'étude des navires de guerre, par M. Woodward, Ingénieur de la Marine des États-Unis.
109. Relèvement optique des objets immergés, par M. Dibos, Ingénieur, Lauréat de l'Institut.

VOLUME N° 11 (Année 1900).

110. Discours prononcé à l'ouverture du Congrès d'Architecture et de Construction navales, par M. de Bussy, Membre de l'Institut, Inspecteur général du Génie maritime en retraite, Président de la Commission d'organisation.
111. Stabilité d'un paquebot après un abordage en mer, dispositions propres à prévenir le chavirement, par M. Bertin, Directeur du Génie maritime.
112. Note sur une application de la théorie de la stabilité à angles finis, par M. Van Meerten, Ingénieur de la Marine Néerlandaise.
113. Note sur un nouvel appareil de calcul : *L'exposant-mètre totalisateur*. Application au calcul des carènes inclinées, par M. Bonnet, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
114. Nouvelles recherches sur la résistance des carènes et le fonctionnement des bateaux, par M. Haack, Membre de la Schiffbautechnische Gesellschaft.
115. Note sur la résistance au mouvement d'un navire, lorsque les dimensions dans le sens de la longueur, de la largeur ou de la profondeur sont modifiées dans un rapport constant, par M. Giuseppe Rota, Ingénieur en chef du Génie Naval Italien.
116. Formules pratiques pour le mouvement du navire, par M. Afonassief, Sous-Inspecteur général des travaux mécaniques, Membre honoraire du Comité technique de la Marine militaire Russe.
117. Contribution à la théorie des hélices propulsives, par M. Rateau, Ingénieur des Mines.
118. Des hélices propulsives, par M. Stéphane Drzewiecki, Ingénieur.
119. Adoption d'un système rationnel d'unités dans les questions de construction navale, par M. Hauser, Ingénieur en chef de la Marine, en retraite.
120. Unification des résultats des calculs de navires, par M. Biles, Professeur d'Architecture Navale à l'Université de Glascow.
121. Les cuirassés-croiseurs, les destroyers-estafettes et les torpilleurs sous-marins. Les trois fusions futures, par M. le Colonel Vittorio-E. Cuniberti, Ingénieur en chef du Génie Naval Italien.
122. Le navire de combat de l'avenir, par MM. F.-C. Goodall, M. I. N. A., et M. A.-C. Holzapfel.
123. Note sur l'application des lois sur le jaugeage des navires en divers pays, par M. Isakson, Inspecteur du Lloyd's Register, Membre de l'Institution des Naval Architects.
124. Compte rendu des expériences faites sur un générateur Niclausse spécialement construit par la Société des générateurs inexplosibles, brevets Niclausse, pour déterminer, aux différentes allures de combustion, la vaporisation de chacun des étages de tubes. Déduction de quelques considérations pouvant être utilement appliquées à l'étude et à la construction des générateurs multitubulaires, par M. Dugé de Bernonville, Ingénieur de la Marine, Ingénieur en chef des ateliers J. et A. Niclausse.
125. Étude sur les chaudières, par M. Montupet, Ingénieur-Constructeur.
126. Mesures comparées des vibrations observées sur les croiseurs *Hansa* et *Vineta* de la Marine Allemande, par M. G. Berling, Marinebaumeister, Membre de la Schiffbautechnische Gesellschaft.

127. Des vibrations des vapeurs, par M. Otto Schlick.
128. Propulsion des navires par disques avec mouvement rectiligne alternatif et transmission par bandes métalliques, par M. Garin y Sociats, Capitaine de vaisseau de la Marine Espagnole, Général de la Armada.
129. Fatigue des tuyautages de vapeur produite par leur dilatation à chaud, par M. Simonot, Ingénieur du Génie maritime.
130. Note au sujet des essais d'un bateau de rivière à hélices multiples, par M. Doyère, Ingénieur en chef de la Marine.
131. Protection des carènes de navires contre l'attaque des torpilles automobiles et l'action de l'éperon, et changement possible des formes et des proportions des navires de guerre pour assurer cette protection, par M. E.-E. Goulaieff, Ingénieur des Constructions navales de la Marine Impériale Russe.
132. Mémoire sur un type nouveau de navire sans tangage et sans roulis, inchavirable et insubmersible après abordage, par M. Turc, Lieutenant de vaisseau.
133. Construction des vapeurs pétroliers en Suède, par M. Hugo-G. Hammar, Ingénieur des Constructions navales.
134. Bateaux-feux et vapeurs d'inspection du Service des phares des États-Unis, par M. Walfrid Sylven, Ingénieur du Ligthouse Board.
135. Les installations électriques à l'arsenal de Lisbonne et à bord du croiseur *Rainha Dª Amelia*, par M. Croneau, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'Arsenal de Lisbonne.
136. Note sur le renflouage, par M. David-W. Noakes, Ingénieur.
137. Le dock flottant comme auxiliaire d'un navire de guerre, par M. Lyonel Clark.
138. Apparaux de manœuvre et de fixation des remorques en fil d'acier, par M. Moissenet, Ingénieur en chef de la Marine.
139. Écrans hydrauliques, par M. Dibos, Ingénieur maritime, Lauréat de l'Institut.
140. De l'Architecture navale considérée au point de vue des affaires et de l'influence qu'elle exerce sur le commerce, par M. Théodore-V.-S. Angier, Associé de l'Institution des Naval Architects.
141. Description du chantier de Newport News Shipbuilding and Dry-Dock Company, par M. M.-S. Chace, Ingénieur civil des Constructions navales.

VOLUME N° 12 (Année 1901).

142. Quelques remarques sur les courbes différentielles et intégrales. Étude de ces courbes en coordonnées polaires, par M. Alex. Bassetti, Ingénieur civil des Constructions navales.
143. Théorie générale des oscillations du navire sur une mer houleuse (suite et fin), par M. A. Kriloff, Professeur à l'Académie Navale de Saint-Pétersbourg.
144. Sur les avantages que présente, pour les navires de guerre, la combinaison d'une faible acuité et d'une grande surface propulsive, par M. J.-A. Normand.
145. Au sujet de la surface propulsive d'une hélice, par M. Doyère, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'arsenal de Fou-Tchéou.
146. Du choix des éléments déterminant les hélices et permettant leur facile comparaison entre elles, par M. S. Drzewiecki, Ingénieur.
147. Note sur des essais d'hélice effectués sur les contre-torpilleurs *Dunois* et *Lahire*, par M. Laubeuf, Ingénieur en chef de la Marine.
148. Chaudière marine du système Solignac et Grille, par MM. Solignac et Grille, Ingénieurs-Constructeurs.
149. Note sur le moteur à vapeur de M. le Comte de Chardonnet.

INDEX DES NOMS DES AUTEURS DES MÉMOIRES

PUBLIÉS DANS LES TREIZE PREMIERS VOLUMES.

(Les numéros sont ceux de l'ordre de publication des Mémoires.)

Abraham, 71.
Afonassief, 76, 116, 158.
Alheilig, 9, 12.
Allest (d'), 62.
Angier, 140.
Aurous, 11, 18, 45.
Auscher, 7.

Barba, 43.
Bassetti, 142, 155.
Berling, 126.
Bertin, 72, 111.
Besson, 79.
Biles, 120.
Bonnet, 113.
Boulvin, 160.
Brillié, 81, 82, 97, 98.
Bussy (de), 110.

Castelnau, 162.
Chace, 141.
Chardonnet (Comte de), 149.
Clark, 137.
Colinet, 102.
Courville (de), 61.
Croneau, 31, 49, 135.
Cuizinier, 4.
Cuniberti, 121.

Daymard, 22, 35, 47.
Dibos, 24, 39, 40, 56, 66, 90, 100, 130, 152, 153, 156.
Doyère, 16, 30, 105, 130, 145, 157.
Drzewiecki, 15, 118, 146.
Dubar, 80.
Duchesne, 55, 69.
Dudebout, 19.
Dugé de Bernonville, 124.
Duhem, 59.

Ferrand, 10, 48.

Garin y Sociats, 128.
Gayde, 68.
Godard, 70.
Goodall, 122.
Goulaïeff, 131.
Grille, 148.
Guilloux, 33, 57.

Haack, 114.
Hammar, 133.
Hauser, 2, 119.
Holzapfel, 122.
Houette, 154.

Isakson, 123.

Kriloff, 29, 50, 58, 73, 143.

Laubeuf, 77, 78, 84, 147, 161, 164.
Lecointe, 41.
Le Cour Grandmaison, 28.
Leflaive, 64.
Le Go, 103.
Lelong, 99, 100, 101, 150, 163.
Leparmentier, 94.
Lisbonne, 3, 5.

Marbec, 8, 13, 20.
Maugas, 74.
Maupeou d'Ableiges (de), 6, 27, 168.
Merveilleux du Vignaux, 41.
Moissenet, 83, 92, 106, 138.
Montupet, 125.
Moritz, 75.
Muller, 32, 38, 46, 67, 89.

Noakes, 136.

NORMAND, 1, 14, 25, 26, 34, 44, 63, 91, 144, 159.

PIAUD, 52, 53, 65, 95.
PIERRARD, 54.
PINCZON, 88.
POLLARD, 19, 60.

RATEAU, 117, 166.
RAVIER, 93, 107.
REFFYE (DE), 17.
RISBEC, 36.
ROTA, 115.
RUSSO, 167.

SCIAMA, 51.
SCHLICK, 127.
SIMONOT, 86, 104, 129.
SOLIGNAC, 148.
SYLVEN, 134.

TELLIER, 151.
TURC, 132.
TURGAN, 85, 96.

VAN MEERTEN, 112, 165.
VECHKOURTZOFF, 76.
VIVET, 37.

WEYL, 23.
WIDMANN, 21.
WILKINSON, 87.
WOODWARD, 108.

INDEX ANALYTIQUE DES MÉMOIRES

PUBLIÉS DANS LES TREIZE PREMIERS VOLUMES.

(Les numéros sont ceux de l'ordre de publication des Mémoires.)

Stabilité, 10, 16, 17, 29, 30, 59, 60, 92, 93, 94, 111, 112, 113, 120, 165.
Similitude, 34.
Poids de coque, 2, 14.
Roulis et tangage, 13, 50, 58, 72, 73, 143, 155, 167.
Formes et résistance des carènes, 9, 36, 44, 45, 76, 77, 84, 85, 114, 115, 116, 130, 144, 158.
Gouvernail, 1, 25, 61, 78, 158.
Propulseurs, 19, 128.
Hélices, 1, 15, 25, 26, 47, 91, 117, 118, 130, 145, 146, 147, 157.
Matériaux de construction, et mise en œuvre, 4, 33, 43, 57, 71, 74, 79, 83, 103, 104, 106, 107, 164.
Rivetage, 11, 102.
Fatigue des coques, et vibrations, 37, 88, 126, 127, 159.
Générateurs à vapeur, 6, 7, 22, 35, 68, 69, 70, 81, 82, 96, 97, 98, 124, 125, 129, 148, 161.
Appareils moteurs, 62, 75, 86, 101, 150, 151, 162, 163.
Types spéciaux de moteurs, 51, 53, 80, 149, 166.
Distribution de la vapeur, et rendement économique, 8, 21, 99, 100, 160.
Marine de guerre, guerre maritime, artillerie, 3, 5, 23, 42, 48, 49, 63, 64, 95, 108, 121, 122, 131, 144, 154.
Marine marchande, 28, 32, 38, 46.
Types spéciaux de navires, 18, 52, 65, 80, 87, 90, 132, 133, 134.
Jaugeage, 89, 123.
Réparations, renflouage, 31, 39, 109, 136, 137.
Géométrie, mécanique, résistance des matériaux, 12, 20, 104, 129, 142.
Divers, 24, 27, 40, 41, 54, 55, 56, 66, 67, 105, 110, 119, 135, 138, 139, 140, 141, 152, 153, 156, 168.

TABLE DES MATIÈRES.

Pages.

Statuts V

Liste des membres du Bureau et du Comité d'études XI

Liste des membres donateurs et honoraires XII

Liste des membres adhérents XIII

Quatorzième session de l'Association technique maritime XXV

Discours prononcés aux funérailles de M. DE BUSSY, Président de l'Association technique maritime XLI

SESSION DE 1903.

Quelques remarques sur un sujet des points d'indifférence sur l'assiette dans les navires, par M. SCRIBANTI, Ingénieur du Génie naval Italien, Professeur à l'École Royale Navale Supérieure de Gênes 1

Les théories du choc et l'expérience, par M. le Comte de MAUPEOU D'ABLEIGES, Directeur du Génie maritime 17

Études hydrodynamiques. Application de la théorie de la source et du puits. Extension à trois dimensions, par M. VAN MEERTEN, Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, en retraite 51

Vitesses progressives du navire, par M. B. AFONASSIEF, Sous-Inspecteur général des travaux mécaniques de la Marine Impériale Russe 61

Note sur le perçage à l'atelier, par M. MAUGAS, Ingénieur en chef de la Marine, Sous-Directeur de l'École d'Application du Génie maritime 77

Contribution à l'amélioration des générateurs marins à tubes d'eau, par M. DUCHESNE, Ingénieur 81

Les turbines à vapeur, et spécialement les turbines Parsons. Leur application à la propulsion des navires, par M. HART, Ingénieur au Chemin de fer du Nord 95

Étude sur la consommation des turbines à vapeur, application aux navires à grande vitesse, par M. BROSSER, Ingénieur en chef de la Marine 163

Étude sur les appareils de condensation des machines marines, par M. LELONG, Ingénieur principal de la Marine 167

Note sur le sens de rotation des hélices, sur les navires à deux hélices, par M. LAUBEUF, Ingénieur en chef de la Marine 207

Détermination des éléments d'un propulseur hélicoïdal, par M. BROSSER, Ingénieur en chef de la Marine 215

Dispositions intéressantes dans le tracé des plus grands navires à passagers et à mar-

Pages.

chandises d'Amérique, par M. William-A. Fairburn, Ingénieur naval et Ingénieur mécanicien 223

Sur un type spécial de navires destinés au transport des grains ou du minerai de fer sur les grands lacs de l'Amérique du Nord, par M. W.-F. Durand, Professeur de machines marines à l'Université Cornell 259

Formules pour l'établissement d'un projet de cargo-boat, par M. Alex. Bassetti, Ingénieur civil des Constructions navales 271

Note sur la construction et l'échantillonnage des navires destinés à la navigation intérieure, par M. Berlhe de Berlhe, Ingénieur du Bureau Veritas 291

Sur les bateaux porte-trains, par M. L. Ravier, ancien Ingénieur du Génie Maritime 309

Réflexions sur l'importance tactique de la vitesse des cuirassés, par M. Beard du Dézert, Enseigne de vaisseau 335

Utilisation du télégraphe sans fil. Navigation transatlantique. Abordages, par M. Beard du Dézert, Enseigne de vaisseau 343

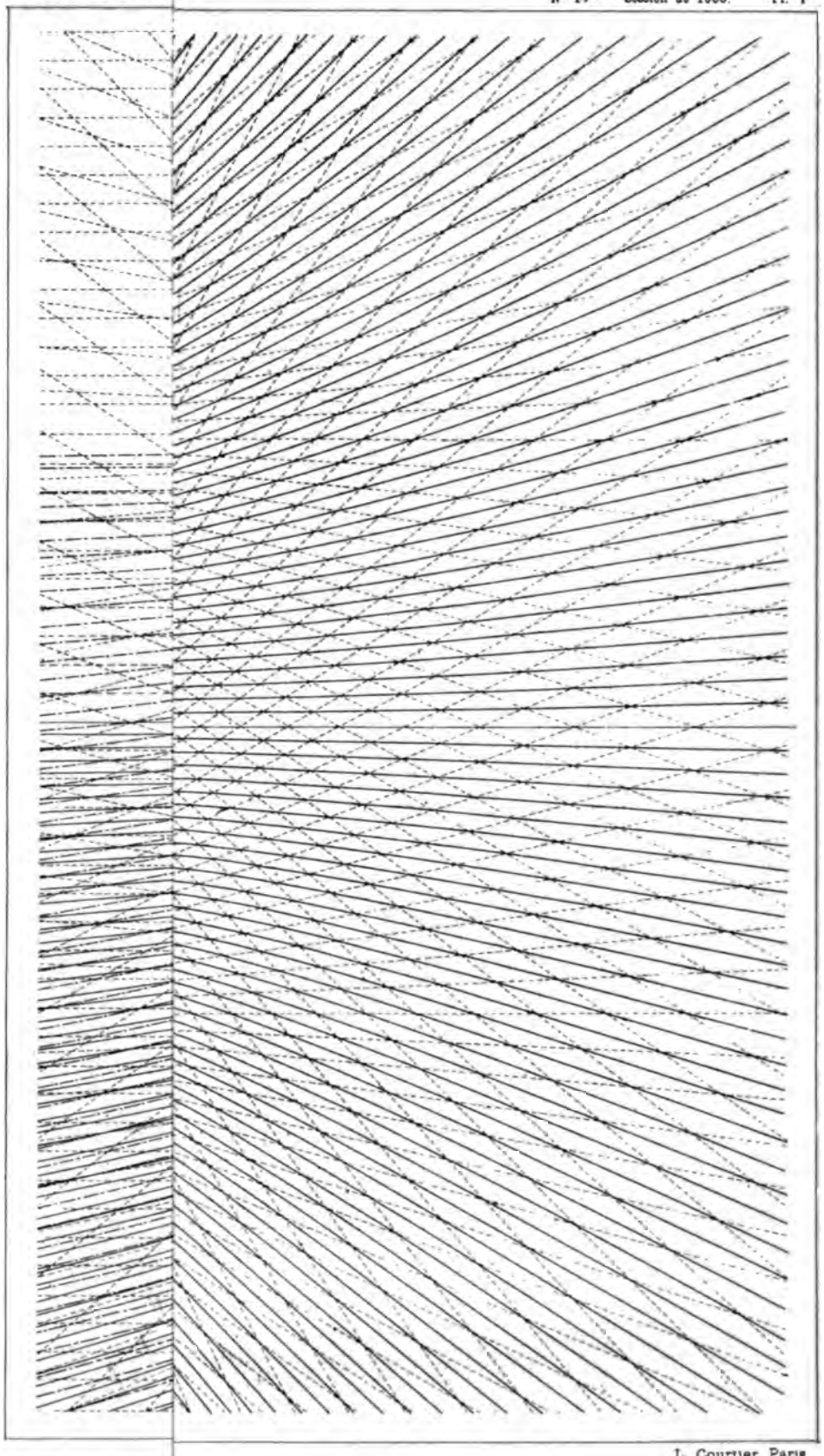
Application de l'acétylène à l'éclairage des phares et bouées, par M. Armand Janet, ancien Ingénieur de la Marine 351

Compte rendu d'un voyage dans la Grande-Bretagne, par M. Alex. Bassetti, Ingénieur civil des constructions navales, titulaire d'une bourse de voyage (Fondation Canet) 355

PLANCHES.

I. — Études hydrodynamiques. Application de la théorie de la source et du puits. Extension à trois dimensions, par M. van Meerten.

33019 Paris. — Impr. Gauthier-Villars, quai des Grands-Augustins, 55.



L. Courtier, Paris

Stanford University Libraries
3 6105 015 850 220

FOR USE IN LIBRARY BUILDING ONLY
DO NOT REMOVE